Труды второй Международной научно-технической конференции



ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА МАШИН 2014

Самара: СГАУ, 15-17 сентября 2014

noise
optimization acoustics
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

Посвящается 75-летию академика РАН В.П.Шорина

Изданы
в Самарском Государственном
Аэрокосмическом Университете

http://confdvm.ssau.ru



Академик Российской академии наук В.П. Шорин

Д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки и техники, председатель Самарского научного центра РАН, научный руководитель ИАМ при СГАУ В.П. Шорин является крупным ученым в области динамики и акустики гидрогазовых систем двигателей и летательных аппаратов. Основатель ведущей научной школы в РФ по разработке методов и средств подавления колебаний рабочих сред, им впервые разработаны принципы построения и методы проектирования гасителей, критерии оценки их эффективности. Многие его разработки внедрены на изделиях аэрокосмической техники. В.П. Шорин является Лауреатом государственной премии РФ в области науки и техники, премии правительства РФ в области науки и техники, премии Президента РФ в области образования, победителем конкурса поддержки научных школ.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени академика С. П. КОРОЛЁВА
(национальный исследовательский университет)»

ВТОРАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

«ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА МАШИН»

Самара, 2014

УДК 621.22; 622.69; 629.7

Динамика и виброакустика машин: сборник докладов второй международной научно-технической конференции 15-17 сентября 2014 г. – Самара: СГАУ, 2014. – 746 с.

В сборнике представлены доклады, представленные на вторую Международную научно-техническую конференцию «Динамика и виброакустика машин», в которых изложены результаты научно-исследовательских работ ведущих отечественных и зарубежных учёных и специалистов. Тематика конференции отражает состояние и перспективы развития науки, фундаментальных и прикладных исследований по проблемам, возникающим при проектировании, доводке и производстве пневмо-гидромеханических систем авиационных, ракетно-космических изделий, наземных энергетических и технологических установок различного назначения с учётом возникающих в них динамических процессов.

Материалы второй Международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» изданы при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (Соглашение № Ор(г) 14-08-20212\14 от 28.06.2014 г.)

Под общей редакцией
доктора технических наук, профессора
Е.В. ШАХМАТОВА

Редакционная коллегия:
А.Б. ПРОКОФЬЕВ, А.Г. ГИМАДИЕВ, А.Н. КРЮЧКОВ,
А.И. ЕРМАКОВ, С.В. ФАЛАЛЕЕВ, В.Б. БАЛЯКИН

ISBN 978-5-7883-0977-4

© Самарский государственный
аэрокосмический университет
443086, г. Самара, Московское шоссе, 34,
корпус 14, ауд. 305
Справки по телефону: 8(846) 267-46-59



СПОНСОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ

НОВАТЕСТ
ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИСПЫТАНИЙ И МОДЕЛИРОВАНИЯ

Официальный дистрибьютор испытательного оборудования и измерительных систем ведущих мировых производителей.

MSC Software®

Разработчик и поставщик программных продуктов для моделирования работы изделий и процессов их изготовления.

ЭКСИТОН ТЕСТ
оборудование для механических испытаний

Официальный торгово-технический представитель на территории России всемирно известных компаний - производителей оборудования для механических испытаний.

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
АНДРОИДНАЯ ТЕХНИКА

Компания, занимающаяся разработкой и производством робототехнических систем и программного обеспечения для их систем управления.

URARTU systems
measurement & control

Автоматизация испытаний с помощью технологий National Instruments и Microflown, разработка гидравлических стендов, проведение виброакустических измерений.

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ "ГИМАЛАИ"

Разработчик и поставщик демпфирующих устройств для гидравлических и топливных систем, контрольно-измерительных приборов для экстремальных условий эксплуатации.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 13

СЕКЦИЯ 1.
ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ЗАДАЧИ
В ДИНАМИКЕ И ВИБРОАКУСТИКЕ МАШИН

Ю.В. Галевко, Т.В. Иванова, В.П Тюрин
ВИБРАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ 14

Ю.С. Левкин
ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ВИБРАЦИИ НА ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРВОНАЧАЛЬНОЙ ДИСПЕРСНОЙ СТРУКТУРЫ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА 20

Г.М. Моргунов
ДИСКРЕТНОЕ РАЗЛОЖЕНИЕ ФУНКЦИЙ ПОЛЯ ПО ЧАСТОТНО-ВОЛНОВЫМ СПЕКТРАМ ДЛЯ СИЛЬНО ВОЗМУЩЕННОЙ ДИНАМИКИ СПЛОШНЫХ СРЕД 27

А.В. Иванов, А.В. Москвичев
ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ НА ФОРМУ И РАЗМЕР ВИХРЕЙ В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД 31

Д.И. Ларшин, Ф.В. Карпов, А.Е. Ремизов
ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ВЫХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ НАЗЕМНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ 35

Г.В. Воротников
К ВОПРОСУ О КОЛЕБАНИИ ПОРШНЯ В ПРОБИРКЕ 36

А.К. Сундуков
КАСКАДНАЯ ДЕМОДУЛЯЦИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАКСИМУМОВ ШИРОКОПОЛОСНОЙ ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МАШИН 43

А.С. Инсапов, М.В. Загидуллин
КОНСТАНТА СКОРОСТИ РЕАКЦИИ ДИМОЛЬНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ СИНГЛЕТНОГО КИСЛОРОДА НА ДЛИНЕ ВОЛНЫ 1.27μM 48

Н.И. Клюев
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОЙ ПЛЁНКИ ПО ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТЕНКЕ ПЛЕНОЧНОГО ИСПАРЕНИЯ 52

А.В. Васильев
О НОВЫХ ПОДХОДАХ К АКУСТИЧЕСКОМУ МОНИТОРИНГУ И СОСТАВЛЕНИЮ КАРТ ШУМА УРБАНИЗИРОВАННЫХ ТЕРРИТОРИЙ И РЕЗУЛЬТАТАХ ИХ АПРОБАЦИИ В САМАРСКОЙ ОБЛАСТИ РОССИИ 55

Т.М. Томилина
О НОВЫХ ПОДХОДАХ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ СОЗДАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ С ЗАДАННЫМИ ВИБРАЦИОННЫМИ И АКУСТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ 62

Г.В. Лазуткин, А.И. Ермаков, Д.П. Давыдов, К.В. Бояров
ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА МР 67

Ш.А. Пиралишвили, И.М. Верещагин
ПРИМЕНЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПВРД 68

С.Н. Редников
ПРОБЛЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УГЛЕВОДОРОДОВ В ОБЛАСТИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ 70

Д.И. Завершинский, Н.Е. Молевич, Д.С. Рящиков
СТРУКТУРА АКУСТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ В ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩЕЙ СРЕДЕ 74

Ю.С. Левкин
СТРУКТУРА ВИБРАЦИОННО-КАВЕРНОЗНЫХ ПУЗЫРЕЙ 79

Е.В. Клочков, С.А. Гафуров
ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОНОМНЫХ НЕОБИТАЕМЫХ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ 82

Д.В. Клименко, С.Ф. Тимушев, В.П. Фирсов, И.В. Антюхов
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТУРБОДЕТАНДЕРЕ ПЕРСПЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ КРИОСТАТИРОВАНИЯ 92

Ш.А. Пиралишвили, М.Н. Сергеев, И.М. Верещагин
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СДВИГОВЫХ ВИХРЕВЫХ СТРУКТУР В ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ 98

Г.М. Моргунов
ЯВЛЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКОГО В ТВЕРДЫХ ТЕЛАХ И ТУРБУЛЕНТНОГО ДЛЯ ТЕКУЧИХ СРЕД ПЕРЕХОДОВ 104

А.Г. Гимадиев, А.Ф. Синяков, В.М. Решетов
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕПРОТОЧНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ МАГИСТРАЛИ 112

СЕКЦИЯ 2.
ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ,
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ И ШУМОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Г.И. Сокол
NONLINEAR EFFECT AT PROPAGATION OF ACOUSTIC SIGNALS IN THE HORN 121

С.В. Фалалеев, А.С. Виноградов
АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ 129

Б.С. Замтфорт
ВЗАИМОСВЯЗЬ НОРМ ИКАО НА ШУМ САМОЛЕТОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ТРДД ...137

А.В. Шацкий
ВЛИЯНИЕ КОНТАКТНОГО СЛОЯ ЖИДКОСТИ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ИМПЕДАНС УЛЬТРАЗВУКОВОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ 142

Е.Н. Ахмедьянова
ГИДРОДИНАМИКА ПРОЦЕССА СУШКИ 145

П.М. Шкапов
ДИНАМИКА ПОТОКА В ТРУБОПРОВОДЕ С ОГРАНИЧЕННОЙ ИСКУССТВЕННОЙ ГАЗОВОЙ КАВЕРНОЙ 150

Б.М. Силаев, И.С. Барманов, П.А. Даниленко
ИЗМЕНЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПО МЕРЕ ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ 151

А.Б.Прокофьев, А.Г. Гимадиев, К.В. Блюмин
ИССЛЕДОВАНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ 152

Л.Ф. Мусаахунова, А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, К.Ю. Шабанов
ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА.....158

А.А. Иголкин, Л.Ф. Мусаахунова, К.Ю. Шабанов
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СТАНЦИИ 164

А.И. Ермаков, А.В. Урапкин, К.В. Бояров
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВЯЗАННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК НА СОБСТВЕННЫЕ ФОРМЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА, ОТКЛОНЯЮЩЕГОСЯ ОТ СТРОГОЙ СИММЕТРИИ 169

Б.М. Силаев, И.С. Барманов, П.А. Даниленко
ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПО ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОМУ ПРИЗНАКУ 170

Б.Б. Косенок, В. Б. Балякин
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ВЕКТОРНЫХ МОДЕЛЕЙ 176

А.В. Суслин
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АВИАЦИОННЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 182

А.И. Гулиенко, Ю.М. Щуровский
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГТД 183

А.И. Хаймович, А.И. Кондратьев, А.А. Степанов
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПО СПЕКТРУ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ 195

Л.А. Савин, А.В. Сытин, В.О. Тюрин
ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РОТОРОВ В ЛЕПЕСТКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ С ГОФРИРОВАННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ 197

В.Н. Калабухов
ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ШУМА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ НАЛИЧИИ ОТРАЖАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ 204

Ю.М. Тимофеев, Е.М. Халатов
ПОДХОД К ОПИСАНИЮ ПОЛОСТЕЙ С РАБОЧЕЙ СРЕДОЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРО- И ПНЕВМОСИСТЕМ 210

А.В. Краснов
РАНЖИРОВАНИЕ УРОВНЯ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ 212

С.Ю. Федосеев, С.Ф. Тимушев
РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСА ЖРД 219

Д.В. Клименко, С.Ф. Тимушев, В.В. Корчинский, Н.А. Лотков
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ВАРИАНТАХ ТРУБЧАТОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖРД 224

В.В. Воинова, Д.В. Габов, А.Н. Яркин
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ С ПОМОЩЬЮ ТРЕХ РАЗЛИЧНЫХ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ НА ПРИМЕРЕ ОДНОВАЛЬНОГО ГТД 230

А.Г. Гимадиев, Д.М. Стадник, Д.С. Братчинин
РАСЧЁТ СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД С УЧЁТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ 237

В.И. Санчугов, Н.В. Батанов
ОЦЕНКА ДОБРОТНОСТИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ 244

СЕКЦИЯ 3.
ДЕМПФИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ, КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ И ШУМА

Е.В. Шахматов
КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ДИНАМИКИ И ВИБРОАКУСТИКИ МАШИН 250

Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов
АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ ШТАМПОВОЧНОГО СТАНКА 260

Д.К. Новиков
ВЫБОР ТИПА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ РОТОРА ТУРБОМАШИНЫ 269

Л.В. Родионов, Ф.С. Поматилов, П.Д. Рекадзе
ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ С ПОЛИМЕРНЫМИ ВАЛАМИ-ШЕСТЕРНЯМИ 275

Я.С. Почкин, Ю.Д. Халецкий
МЕТОД СНИЖЕНИЯ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД ПУТЕМ НАКЛОНА ЛОПАТОК ЕГО СПРЯМЛЯЮЩЕГО АППАРАТА 281

Г.В. Лазуткин, А.И. Ермаков, П.В. Бондарчук, К.В. Бояров, А.В. Урлапкин
МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ 289

М.И. Курушин, В.Б. Балякин, С.А. Курушин
МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ В УПРУГИХ СИСТЕМАХ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ 291

И.Г. Куклина
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАШИН С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ 301

М.И. Фесина, А.В. Краснов, Л.Н. Горина, Ю.С. Нидвига
МОДИФИЦИРОВАННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ ЗАШИВОК ТЕХНИЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ 308

В.Н. Морозов, И.Л. Краснощеков, Д.Б. Красинский, И.Л. Павлович, Я.М. Клебанов
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЗАДАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВАРИЙНО-РЕМОНТНЫХ ЗАТВОРОВ ТУРБИННЫХ ВОДОВОДОВ САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС 316

Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский
ПУТИ СНИЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК 318

М.И. Курушин, В.Б. Балякин, С.А. Курушин
РАЗНОШАГОВОСТЬ ЗУБЬЕВ ДВУХПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КАК СПОСОБ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ УПРУГИХ СИСТЕМ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ 324

А.Н. Крючков, М.А. Ермилов, К.Ю. Шабанов
РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА С УЧЕТОМ ИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ 325

А.В. Васильев
РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 330

М.И. Фесина, А.В. Краснов, Л.Н. Горина, С.А. Жданов
РАЗРАБОТКА СЕМЕЙСТВ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ОСЛАБЛЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОТРАНСФОРМАТОРНОЙ ПОДСТАНЦИИ ЗАКРЫТОГО ТИПА 340

А.М. Базиненков, В.П. Михайлов
СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ И ПОЛУАКТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НА ОСНОВЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ 346

Т.М. Томилина, Ю.И. Бобровницкий, И.Г. Митрофанов
ЭФФЕКТИВНЫЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР ДЛЯ НАУЧНЫХ КОСМИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ 351

А.А. Гимадиев, М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин
РАЗРАБОТКА ДЕМПФЕРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА ДЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА 352

А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, Д.М. Стадник, Д.А. Одиноков
РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРА ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ 358

СЕКЦИЯ 4.
ДИНАМИКА И ВИБРОПРОЧНОСТЬ

В.А. Кирпичёв, В.П. Сазанов, О.Ю. Семёнова, Н.Н. Микушев, Е.Е. Кочерова
ВЛИЯНИЕ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁНЫХ ОБРАЗЦОВ 366

В.С. Вакулюк, В.К. Шадрин, В.Б. Иванов, В.В. Лунин, Н.А. Сургутанов
ЗАВИСИМОСТЬ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ С НАДРЕЗАМИ ОТ ТОЛЩИНЫ УПРОЧНЁННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ 372

В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, О.С. Афанасьева, Ю.Н. Сургутанова, А.С. Злобин
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИДРОДРУБЕСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПО ПЕРВОНАЧАЛЬНЫМ ДЕФОРМАЦИЯМ ОБРАЗЦА-СВИДЕТЕЛЯ 379

Р.Н. Сергеев
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ЖЕСТКОСТИ КОНСОЛЬНОГО КРЕПЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ИЗОТРОПНОЙ ПЛАСТИНЫ НА ЕЁ ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ 387

П.А. Попов
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЕЧАЙКИ ОТСЕКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ПСЕВДОАКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ 392

Д.Г. Громаковский, С.В. Шигин, Ю.К. Пономарёв, В.И. Хаустов,
ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ СЛОЕВ И РАЗРАБОТКА ПЛАСТИНЧАТО-ЭЛАСТОМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ 397

В.И.Голованов, А.В. Ионов
ЛОКАЛЬНОЕ ВХОДНОЕ МЕХАНИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОДКРЕПЛЕННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ В ДИАПАЗОНЕ НИЗКИХ ЧАСТОТ 404

Е.А. Тихомирова, Е.Ф. Сидохин
О ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ СПЛАВА ВКНА-1В ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН ГТД 408

Е.А. Тихомирова, Е.Ф. Сидохин
О ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ВКНА-1В И ПРОБЛЕМАХ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ....414

В.Н. Паймушин
ОБ УЧЕТЕ ВНУТРЕННЕГО ДЕМПФИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ СЛОЕВ В ЗАДАЧАХ АКУСТОУПРУГОСТИ ДВУХСЛОЙНЫХ ПЛАСТИН....415

В.А. Кирпичёв, А.В. Иванова, О.В. Каранаева, А.В. Чирков, С.А. Колычев
ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ РЕЗЬБОВЫХ ТРУБНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА 1953Т1 425

Н.А. Локтева, Д.О. Сердюк
ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ПЛАСТИНЫ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ РАЗНЫХ ТИПОВ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН 426

А.С. Букатый, В.Э. Костичев, С.А. Букатый, Е.А. Денискина
ПРИМЕНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ К РЕШЕНИЮ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ 427

В.Ф. Павлов, А.С. Букатый, А.П. Филатов, С.А. Михалкина, В.В. Сазанов
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ С КОНЦЕНТРАТОРАМИ НАПРЯЖЕНИЙ 431

Т.Б. Миронова, Н.А. Натальина, В.А. Панова
ПРОЧНОСТЬ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ 438

В.Н. Паймушин, В.А. Фирсов, И. Гюнал
ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗГИБНЫХ ЗАТУХАЮЩИХ КОЛЕБАНИЙ ТЕСТ-ОБРАЗЦОВ 443

В.Н. Паймушин, Р.К. Газизуллин, А.А. Шарапов
ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПЛАСТИНЫ, НАХОДЯЩЕЙСЯ МЕЖДУ ДВУМЯ КАМЕРАМИ 452

С.П. Мурзин, А.А. Иголкин, Л.Ф. Мусаахунова
ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ НАНОПОР В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛАХ ПРИ ЛАЗЕРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ 453

С.П. Мурзин
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРОСКОРОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ НАНОПОРИСТОЙ СТРУКТУРЫ В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ МАТЕРИАЛЕ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ С ТЕРМОЦИКЛИРОВАНИЕМ 458

СЕКЦИЯ 5.
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДОВОДКА МАШИН

В.Н. Азязов, А.П.Торбин, М. Хэвен, А.К. Чернышов
ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛАЗЕРНО-ИНДУЦИРОВАННОЙ ФЛУОРЕСЦЕНЦИИ 463

В.В. Посадов, В.В. Посадов (мл), А.Е. Ремизов
ДИАГНОСТИКА АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ И АНАЛИЗ ТРЕНДОВ ВИБРАЦИИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ 467

И.Л. Павлович, Д.Б. Красинский
ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕГАЗАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ ДИНАМИЧЕСКИХ БАКОВ ОТКРЫТОГО ТИПА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ 469

М.С. Малышев, М.В. Загидуллин
КИСЛОРОДНО-ЙОДНЫЙ ЛАЗЕР С ОПТИЧЕСКОЙ НАКАЧКОЙ - КИНЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ 476

В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова, А.Д. Сторож, Н.Е. Гребнев, Д.Н. Гребнев
МЕТОД ЛАЗЕРНО-ВИБРАЦИОННОЙ ДЕФЕКТОСКОПИИ МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ 480

В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров
О РАЗРАБОТКЕ КОМПАКТНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГТД 486

В.В. Галевко, Р.И. Рахматов, Г.Г. Надарейшвили, С.И. Юдин, К.В. Ходосевич
ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАТАЛИТИЧЕСКИХ БЛОКОВ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ 493

М.Н. Осипов, А.Н. Чекменев, Ю.Д. Щеглов, И.Н. Фалилеев, Н.А. Шарафутдинов
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ С ПОМОЩЬЮ СПЕКЛ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ 498

В.И. Санчугов, В.М. Решетов, С.М. Турусин
ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОЧИСТКИ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ 506

Н.В. Волкова, В.И. Голованов, Т.Г. Налимова, В.В. Сухов
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТРОСОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ 513

А.И. Жужукин
ПРИМЕНЕНИЕ ДВУХ ИСТОЧНИКОВ ИЗЛУЧЕНИЯ В ОПТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДЕФОРМАЦИЙ И ВИБРАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ 516

М.В. Загидуллин, А.С. Инсапов, М.С. Малышев
ПРИМЕНЕНИЕ ДИОДНОЙ ЛАЗЕРНОЙ СПЕКТРОСКОПИИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ СВЕРХЗВУКОВОЙ АКТИВНОЙ СРЕДЫ КИСЛОРОДНО-ЙОДНОГО ЛАЗЕРА 521

В.Н. Морозов, И.Л. Краснощенков, Д.Б. Красинский, И.Л. Павлович, Е.В. Мельников, М.С. Поликарпов, Р.А. Клинов
РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМЫ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ВЕРХНИХ РАБОЧИХ ВОРОТ ШЛЮЗОВ СУДОХОДНЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ 527

А.П. Носенко, В.В. Макаров, А.В. Афанасьев
РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРАЦИИ ТРУБ МОДЕЛИ ПГ БН-1200 529

В.И. Антоненко
СТЕНД ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ РУКАВОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ 537

А.Н. Крючков, М.А. Ермилов, К.Ю. Шабанов
СТЕНДОВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРЕГАТОВ И АРМАТУРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ 544

А.Н. Крючков, М.А. Ермилов, К.Ю. Шабанов
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОТРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ В ЛИНИИ РЕДУЦИРОВАНИЯ ГАЗА 550

Е.Б. Гартиг
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗВИТИЯ ВОЛНОВЫХ СТРУКТУР НА ПОВЕРХНОСТИ ОГРАНИЧЕННОЙ ИСКУССТВЕННОЙ ГАЗОВОЙ КАВЕРНЫ В ТРУБОПРОВОДЕ 555

Э.Г. Берестовицкий, М.А. Ермилов, П.И. Кизилов, А.Н. Крючков
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРФОРАЦИИ ДРОССЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ В РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНАХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....556

В.Н. Овчинников
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯЖЕЛЕЙШЕГО РЕЖИМА ВИБРОИСПЫТАНИЙ В КЛАССЕ ШИРОКОПОЛОСНОЙ СЛУЧАЙНОЙ ВИБРАЦИИ 563

Ю.В. Егоров, А.П. Носенко, А.В. Афанасьев, И.В. Матвиенко
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ И ФРЕТТИНГ-ИЗНОСА ТВЭЛОВ ТВС-КВАДРАТ 572

В.М. Решетов, В.И. Санчугов, С.В. Турусин
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЗАПОЛНЕНИЯ ЖИДКОСТЬЮ ПОЛОСТИ АГРЕГАТА.....581

А.Г. Гимадиев, М.С. Гаспаров, Д.М. Стадник, П.И. Грешняков
РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АМОРТИЗАТОРА ШАССИ ВЕРТОЛЁТА С АВТОМАТИЧЕСКИМ ОПРЕДЕЛЕНИЕМ СКОРОСТНО-СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ 584

СЕКЦИЯ 6.
УПРАВЛЕНИЕ, МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

G. Altare, A. Vacca
A DESIGN SOLUTION FOR EFFICIENT AND COMPACT ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATORS 592

A. Bertucci, G. Jacazio, A. Mornacchi, M. Sorli
A FORCE CONTROL TEST RIG FOR THE DYNAMIC CHARACTERIZATION OF HELICOPTER PRIMARY FLIGHT CONTROL SYSTEMS 600

M. Linjama, M. Paloniitty, L. Tiainen, K. Huhtala
MECHATRONIC DESIGN OF DIGITAL HYDRAULIC MICRO VALVE PACKAGE 610

M. Paloniitty, M. Linjama, K. Huhtala
EQUAL CODED DIGITAL HYDRAULIC VALVE SYSTEM – IMPROVING TRACKING CONTROL WITH PULSE FREQUENCY MODULATION 618

E. Rafikova, P.R.G. Kurka, M. Rafikov
NONLINEAR TRACKING OF NONHOLONOMIC ROBOT 627

A.B. Tarres, V. Pandolfo, H. Roozbahani, H. Handroos
NOVELL CONTROL METHOD FOR OVERHEAD CRANE'S LOAD STABILITY 632

E. Rakova, J. Weber
PROCESS SIMULATION OF ENERGY BEHAVIOUR OF PNEUMATIC DRIVES 646

M. Vukovic, H. Murrenhoff
THE NEXT GENERATION OF FLUID POWER SYSTEMS 653

Дао Тхе Ань, В.С. Сидоренко, Д.Д. Дымочкин
ДИНАМИКА БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПОЗИЦИОННОГО ПНЕВМОПРИВОДА РОБОТА С ВНЕШНИМ ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВОМ 658

Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, Н.В. Пялов, А.Е. Федоров
ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ 664

М.И. Дьяченко, А.Н. Темнов
ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В РН С ОДНОКОМПОНЕНТНЫМ ЖРД 670

Р.Н. Поляков, М.Э. Бондаренко, Л.А.Савин
КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ С АКТИВНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЗАЗОРА ЛЕПЕСТКОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА 677

А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ 682

В.А. Букин
МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОТУРБОВОЗА НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ 688

В.С.Сидоренко, М.С.Полешкин
ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ПОЗИЦИОННОГОГИДРОПРИВОДА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ КОНТУРОМ УПРАВЛЕНИЯ 695

С.Р. Абульханов
ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЛОБОВОГО ФОНАРЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЛОКОМОТИВА В СРЕДЕ ANSYS 704

М.Д. Рыбальченко, В.Н. Илюхин
ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ МАНИПУЛЯТОРА С ШЕСТЬЮ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ 711

Е.Н. Ахмедьянова
ПРОБЛЕМЫ ОПТИМИЗАЦИИ ДИНАМИКИ УДАЛЕНИЯ ВЛАГИ ГРАНУЛИРОВАННОГО МАТЕРИАЛА 714

П.И. Грешняков, В.Н. Илюхин
РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ И ПАРАМЕТРИЗАЦИЯ ПЛАТФОРМЫ СТЮАРТА ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ 718

Е.В. Шахматов, О.А. Журавлев, Р.Н. Сергеев, А.М. Сафин
РАЗРАБОТКА И ПРИМЕНЕНИЕ ПОДВИЖНОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА ДЛЯ ВИБРОМЕТРИИ МОДЕЛЬНЫХ ОБРАЗЦОВ СОТОВЫХ ПАНЕЛЕЙ 724

А.Н. Варюхин,М.А. Овдиенко
ОБЗОР МОРСКИХ АВТОНОМНЫХ НЕОБИТАЕМЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ 730

С.А. Матюнин, Ю.А. Федотов, О.Г. Бабаев, Д.А. Прилуцкий
БЕСКОНТАКТНЫЕ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЕ СЕНСОРЫ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ.....731

С.А. Матюнин, Ю.А. Федотов, О.Г. Бабаев, М.К. Вирченко, М.Ю. Гусев, Н.С. Неустроев
ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЕ СЕНСОРЫ НА МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ПЛЕНКАХ ФЕРРИТ-ГРАНАТОВ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ 737

Авторский указатель 744


НОВАТЕСТ
ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИСПЫТАНИЙ И МОДЕЛИРОВАНИЯ


MSC Software


ЭКСИТОН ТЕСТ
оборудование для механических испытаний

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вторая Международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» посвящена комплексному решению проблем, возникающих при проектировании, доводке и производстве пневмо-гидромеханических систем авиационных, ракетно-космических изделий, наземных энергетических и технологических установок различного назначения с учётом возникающих в них динамических процессов. Научное направление, связанное с решением задач по подавлению колебательных процессов в гидравлических и топливных системах было определено в КуАИ-СГАУ ещё в 1970-ые годы ныне академиком РАН, д.т.н., профессором В.П. Шориным

В конференции приняли участие 265 человек из 13 городов России, ближнего зарубежья, США, Польши, Италии, Финляндии, Швеции, Бразилии, Германии, Великобритании, Австрии, Украины, Нидерланды, представивших 142 доклада. Доклады представлены в семи секциях. Первая секция посвящена фундаментальным и прикладным задачам в динамике и виброакустике машин. Особое внимание уделено исследованию шумовых характеристик изделий и математическому их описанию. Вторая секция охватывает исследования в области динамики, виброакустики и шумовых характеристик двигателей, энергетических и технологических установок. С появлением стандартных пакетов программ по моделированию гидродинамических процессов в агрегатах и системах стало возможным детальное изучение характеристик агрегатов и систем, что в значительной степени сократило материальные затраты на проведение экспериментальных исследований. В третьей секции представлены доклады по демпфированию колебательных процессов, вибраций и шума. Важными представляются работы по демпфированию колебаний опор роторов двигателя, динамических процессов в подшипниковых узлах и уплотнениях, по средствам защиты от повышенного уровня пульсаций давления, гидравлического удара, вибраций и шума. Четвёртая секция посвящена изучению проблемы вибропрочности конструкций, демпфирующим свойствам материалов и сплавов. В пятой секции представлены доклады по экспериментальным исследованиям и доводке машин, диагностике объектов различного назначения. Большое внимание уделено разработке и применению лазерных методов и средств автоматизированного бесконтактного контроля, основанного на принципах доплеровской виброметрии, спекл-интерферометрии. Приведены результаты по созданию новых методов и средств испытаний компонентов гидравлических и топливных систем, по методам пульсирующей очистки и обеспечения чистоты внутренних полостей агрегатов. Шестая секция посвящена исследованиям систем управления, робототехнике и мехатронике. Изучены динамические свойства робототехнических изделий, агрегатов и систем, выполненных на основе дискретных клапанов, методы управления мехатронными системами. Проблеме подготовки инженерных кадров для аэрокосмической и других отраслей промышленности рассмотрены в материалах седьмой секции, проведенной совместно с УМК по специальности 150802 (ФГОС 2) «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». Дан анализ методических подходов практически по всем видам обучения в вузе, особое внимание уделяется заинтересованности учащейся молодёжи приобретению новых знаний, педагогической системе высшего образования.

Успешное проведение конференции и публикация её научных трудов будет способствовать привлечению талантливой молодежи, студентов и аспирантов к участию в научных исследованиях по различным аспектам фундаментальных проблем создания пневмогидромеханических систем, повышения качества образования и сохранения научно-технического потенциала страны. Оргкомитет благодарит всех авторов за участие в работе конференции, присланные доклады и надеется, что полученные в результате обмена информацией новые идеи будут способствовать дальнейшему их научному росту и внедрению разработок в производство.

УДК 629.113

ВИБРАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ю.В. Галевко
Т.В. Иванова
В.П. Тюрин

Центр испытаний НАМИ
Пос. Автополигон, Дмитровский р-н,
Московская обл.,
Российская Федерация,
141830
yu.galevko@autorc.ru

В статье описаны этапы развития в нашей стране и за рубежом нормативной и методологической базы по вибронагруженности. Несмотря на то, что нормативные показатели ГОСТ 12.1.012-90 были продекларированы давно - в автомобильной промышленности нормирование по вибрационным показателям не проводилось. Как следствие этого отсутствует методика испытаний и не накоплена статистика по реально достижимым уровням вибрации выпускаемой в настоящее время технике. Приведены результаты испытаний автотранспортных средств по общей вибрации. При всех существующих различиях в оценке вибрации по СН 2.2.4./2.1.8.566-96 и ГОСТ 31191.1 результаты анализа оказались приблизительно схожими, и там, и здесь у одних и тех же транспортных средств наблюдается явное превышение допустимых норм (зон предупреждения). Представлен новый стандарт РФ по общей вибрации. Введение нового регламентирующего документа позволило установить единую методику измерения общей вибрации в автомобильных транспортных средствах, а также единую методологию оценки воздействия вибрации на водителя и пассажиров автотранспортного средства. Определены требования к испытательным дорогам, с определением значений среднеквадратических неровностей для различных типов покрытий.

***Ключевые слова**: автотранспортное средство, общая вибрация, водитель, пассажир, комфорт*

1 Введение

В России в настоящее время закончен пересмотр основной части комплекса стандартов, связанных с воздействием вибрации на человека. При этом решалась задача максимально сблизить его с хорошо разработанным и постоянно обновляющимся комплексом аналогичных международных и, в первую очередь, стандартов ИСО. В основополагающем стандарте по вибрационной безопасности ГОСТ 12.1.012 [1] устанавливается общая структура этого комплекса, где по аналогии с европейскими стандартами выделены три уровня. Стандарты типа А устанавливают общие правила оценки общей и локальной вибрации. Стандарты типа В устанавливают общие требования к проведению испытаний для заявления и подтверждения вибрационных характеристик машин и оборудования. Стандарты типа С развивают положения стандартов группы В в отношении конкретных видов продукции. Следует отметить, что в этом комплексе стандартов изложен скорее «заявительный» принцип. Насколько это позволяет реально влиять на производителей техники - неизвестно.

Вибронагруженность колесных транспортных средств является важным фактором внешних воздействий на человека, в том числе, на колесных транспортных средствах, который влияет на состояние здоровья, самочувствие, трудоспособность и безопасность дорожного движения.

Длительное воздействие вибрации на человека негативно отражается на его здоровье и приводит к вибрационной болезни, это заболевание является чаще всего профессиональным. Внешние колебания с частотами, совпадающими (или близкими) с частотой работы внутренних органов могут вызвать их резонанс, и, как следствие, привести к их смещению и механическим повреждениям. Влияние, оказываемое вибрацией на организм, зависит от продолжительности, частоты и величины виброускорения, а также от индивидуальных особенностей человека и его защитных функций. По характеру воздействия различают общую и локальную вибрации. В статье рассмотрена только общая вибрация.

2 Становление нормирования вибрации на колесных транспортных средствах

Для автомобильной техники «гигиенистами» предлагается ввести нормы по показателям общей и локальной вибрации, взятые из ГОСТ 12.1.012-90, при этом нормируются как спектральные составляющие, так и корректированные величины. Корректированные значения в зависимости от оси воздействия находятся для грузовых автомобилей в пределах от 0.4 до 0.56 м/с2, для легковых автомобилей и для автобусов установлена норма в 0.28 м/с2. Корректированные значения локальной вибрации на рычагах и органах управления для автомобилей установлены в 2,0 м/с2.

Несмотря на то, что нормативные показатели ГОСТ 12.1.012-90 были продекларированы давно, в автомобильной промышленности нормирование по вибрационным показателям не проводилось. Как следствие этого отсутствует методика испытаний и не накоплена статистика по реально достижимым уровням вибрации выпускаемой в настоящее время технике. Для включения требований по вибронагруженности необходимо, как минимум, разработать методику испытаний, определиться с нормами и выпустить ГОСТ Р. До настоящего времени существовало только два ОСТа [2, 3], касающихся методов испытаний и технических норм на плавность хода. Эти ОСТы выпущены в 1984 году, и они отличаются по требованиям от ГОСТ 12.1.012-90.

3 Противоречия в современной нормативной базе по вибрации

Со времени основания, на протяжении всего развития и в настоящее время государственные и медицинские стандарты отличаются и даже противоречат друг другу.

Не вдаваясь в детали, отметим некоторые принципиальные отличия между санитарными правилами и стандартами. Специалистам известно, что на разной частоте вибрация одного уровня воспринимается организмом человека по-разному, поэтому для её оценки вводится корректирующая частотная функция.

В санитарных нормах СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [4], общая вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах, разбита на три категории: транспортная (1-я категория), транспортно-технологическая (2-я) и технологическая (3-я), которая подразделяется ещё на три категории. При оценке вибрации 1-й категории частотная коррекции для вертикального направления *(Z)* отличается от коррекции для продольных и поперечных *(X, Y)* направлений, однако при оценке общей вибрации категорий 2 и 3 значения коррекции одинаковы для всех трёх направлений *X, Y, Z,* в этом случае действует корректирующая составляющая *Z.* Для каждой категории установлен разный предельно допустимый уровень (ПДУ). Для 1-й категории он самый высокий, для 2-й - ниже, для 3-й ещё ниже. В соответствии с санитарными правилами, ПДУ - это уровень фактора, который при ежедневной работе (40 часов в неделю), не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья. Подход к оценке безопасности здоровья для всех категорий работников одинаковый, а допустимые нормы разные.

В государственных стандартах существует единый подход к нормированию вибрации, основанный на безопасности здоровья человека. Установлены предельно допустимые значения вибрации, превышение которых в зависимости от времени воздействия, может оказаться опасным для здоровья. Это скорее не нормы, а зоны предупреждения, превышение которых характеризуется наличием потенциального риска, обусловленного воздействием вибрации на здоровье человека.

Оценка общей вибрации в ГОСТах проводится по влиянию на состояние здоровья, на степень комфорта и на чувствительность к вибрации. В отличие от санитарных норм, где ПДУ рабочих мест установлены для каждого из направлений, в ГОСТах оценка воздействия вибрации, в основном, проводится по значению полной вибрации, определяемой как квадратный корень из суммы квадратов виброускорений, измеренных по трём ортогональным направлениям, при этом для каждого направления вводится ещё корректирующий коэффициент. Оценка

влияния на степень комфорта может проводиться по нескольким точкам, например, для сидящего человека это будут точки на сиденье, на его спинке и на опоре для ног.

4 Испытания по измерению вибрации на автомобильных транспортных средствах

В последние 3-4 года все чаще автомобильные заводы обращаются с просьбой оценить вибронагруженность на рабочих местах водителей, которые жалуются на повышенную усталость и утомляемость. За это время проведены измерения вибрации на рабочих местах более чем на 25 автомобилях – это грузовые автомобили и автобусы. Однако, как уже упоминалось выше, в существующих стандартах отсутствует методика и режимы испытаний. При проведении испытаний были использованы режимы, наиболее характерные для езды по городу.

Оценка полученных данных осуществлялась по СН 2.2.4/2.1.8.566-96 и ГОСТ 31191.1. [5].

При испытаниях измерялась поступательная вибрация в направлении осей системы координат *(X,Y,Z)* с центром в точке контакта человека с вибрирующей поверхностью.

Испытания проводились на двух типах дорожного покрытия – асфальтобетон и булыжник ровного мощения.

Гигиеническая оценка вибрации по СН 2.2.4/2.1.8.566-96 проводилась методом частотного анализа средних квадратических значений (логарифмических уровней) виброускорений. На рисунке 1 представлены уровни вибрации в 1/3 октавных полосах частот на сиденьи водителя транспортных средствах категории N_3 при движении по асфальтобетону со скоростью 60 км/ч.

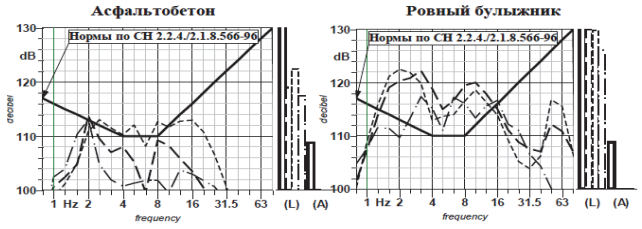


Рисунок 1. Уровни вибрации в 1/3 октавных полосах частот на сиденье водителя транспортных средствах категории N_3, при движении по асфальтобетону со скоростью 60 км/ч

На рисунке 2 показаны вертикальные виброускорения, полученные при движении автобусов со скоростью 60 км/ч по асфальтобетону.

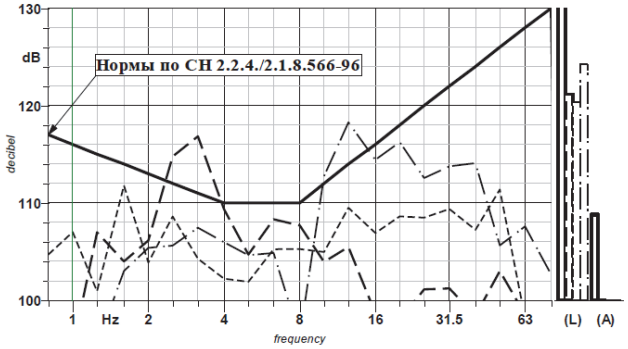


Рисунок 2. Уровни вибрации в 1/3 октавных полосах частот на сиденьях водителей автобусов при движении по асфальтобетону при скорости движения 60 км/ч

Следует отметить, что предельно допустимые уровни (ПДУ) нормируемых параметров вибрации приведены с учётом длительности вибрационного воздействия 8 часов. То есть в соответствии с СН 2.2.4./2.1.8.566-96, если ежедневно на протяжении рабочего стажа (кроме выходных дней), как минимум 8 часов в сутки человек подвергается вибрации, превышающей ПДУ, возникает угроза вибрационного заболевания или отклонения в состоянии здоровья которые могут возникнуть или в процессе работы, или в отдалённые сроки жизни. При этом соблюдение ПДУ вибрации не исключает нарушение здоровья у сверхчувствительных лиц.

Конечно, движение по ровному булыжнику или другой плохой дороге на протяжении 8-ми часов вряд ли возможно, тем более на протяжении рабочего стажа (минимум 25 лет). Однако предположить движение по ровному асфальту, как эквивалент ежедневного вибронагружения (8 часов каждый день) вполне реально.

Оценка воздействия вибрации в соответствии с ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) на состояние здоровья, проводилась на основе определения полного среднеквадратичного значения корректированного виброускорения в трёх ортогональных направлениях.

На рисунке 3 представлены значения полной вибрации, полученные на различных транспортных средствах и допустимое время воздействия на человека в соответствии с ГОСТ 31191.1.

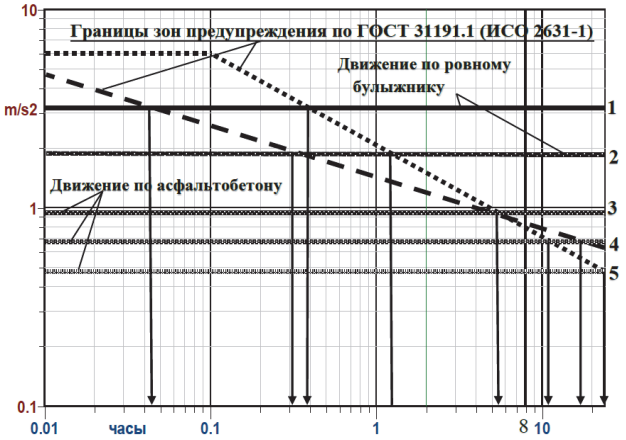


Рисунок 3. Значения полной вибрации, полученные на различных транспортных средствах и допустимое время воздействия на человека в соответствии с ГОСТ 31191.1

Если после проведения горизонтали от полученного уровня вибрации до зоны предупреждения опустить вертикаль на горизонтальную ось получим допускаемое время воздействия вибрации на человека за рабочий день. Если параметры воздействия лежат ниже границы зоны предупреждения, очевидных свидетельств вредного влияния такой вибрации на состояние здоровья не отмечено; для параметров в пределах самой зоны предупреждения отмечено наличие потенциального риска, обусловленного воздействием вибрации на здоровье человека; если же параметры лежат выше границ указанной зоны, риск здоровью человека, связанный с воздействием вибрации, становится весьма существенным *[4]*.

Полученные значения полной вибрации оценивались двумя различными способами (в соответствии с ГОСТ 31191.1), причём при длительности суточного воздействия от 4-х до 8-ми часов границы зон практически совпадают. Горизонтали 1, 2 и 3 представляют полную вибрацию на рабочем месте при движении автомобиля высокой проходимости по булыжному покрытию и асфальтобетону соответственно. Горизонтали 4 и 5 – это полная вибрация на рабочем месте водителя грузового автомобиля и автобуса соответственно.

При всех существующих различиях в оценке вибрации по СН 2.2.4./2.1.8.566-96 и ГОСТ 31191.1 результаты анализа оказались приблизительно схожими, и там, и здесь у одних и тех же транспортных средств наблюдается явное превышение допустимых норм (зон предупреждения).

В отличие от санитарных норм в ГОСТе установлено допускаемое время воздействия полученных уровней вибрации на человека без негативных последствий для его здоровья. Также в отличии от СН при анализе вибрации по ГОСТ кроме оценки вибрации на состояние здоровья проводится оценка влияния вибрации на степень комфорта и чувствительности к вибрации. Значение степени комфорта или дискомфорта может дать только приближённое представление о возможной реакции человека на различные значения полной вибрации в условиях общественно транспорта.

5 ГОСТ Р 55855 «Автомобильные транспортные средства. Методы измерения и оценки общей вибрации»

Как видно из всего вышесказанного назрела необходимость в разработке стандарта специально для автомобильных транспортных средств. В 2012 году в соответствии с программой национальной стандартизации РФ было принято решение о разработке стандарта по вибронагруженности АТС, а в конце 2013 года новый стандарт ГОСТ Р 55855 [6] под названием «Автомобильные транспортные средства. Методы измерения и оценки общей вибрации» вступил в действие. С учетом имеющегося опыта основные положения стандарта были разработаны специалистами Центра испытаний НАМИ. Стандарт распространяется на автомобильные транспортные средства категорий M и N и устанавливает метод определения и оценки общей вибрации, которая воздействует на водителя и пассажиров, сидящих на сиденьях или лежащих на носилках. Оценка негативного воздействия вибрации на организм человека

строится на основе критериев и норм, изложенных в ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997);

Введение нового регламентирующего документа позволило установить единую методику измерения общей вибрации в автомобильных транспортных средствах, а также единую методологию оценки воздействия вибрации на водителя и пассажиров автотранспортного средства. Определены требования к испытательным дорогам, с определением значений среднеквадратических неровностей для различных типов покрытий.

6 Заключение

На основании испытаний и полученных результатов можно утверждать, что некоторая часть автотранспорта, эксплуатируемого в РФ, является небезопасной для здоровья. Судя по результатам, это не малая часть - из девяти, случайно взятых транспортных средств, три не соответствуют ни одной из действующих норм, и это новые автомобили, только сошедшие с конвейера. Результаты испытаний этих автомобилей также не соответствуют и нормам, определённым в ОСТ 37.001-291-84, действующим 25 лет назад в СССР!

Образовавшаяся открытая ниша в контроле за безопасностью колёсных транспортных средств это результат 25-ти летнего отсутствия требований к вибрации на автотранспорте, а когда отсутствует контроль транспортные средства становятся небезопасными. На наш взгляд, в этой ситуации необходимо включить требования по вибрации в перечень обязательных при оценке соответствия АТС для выдачи «Одобрения типа транспортного средства» (хотя бы в форме декларирования), тем более, что нормативная и методическая база для этого сейчас имеются.

Список использованных источников

[1] ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрационная безопасность. Общие требования.

[2] ОСТ 37.001. 275-84. Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода.

[3] ОСТ 37.001-291-84. Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода.

[4] СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

[5] ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО) 2631-1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Часть 1. Общие требования.

[6] ГОСТ Р 55855-2013 «Автомобильные транспортные средства. Методы измерения и оценки общей вибрации».

[7] ГОСТ 31319-2006 (ЕН 14253:2003). Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах.

[8] ГОСТ 31194.1-2004 (ИСО 13090-1:1998). Вибрация и удар. Меры безопасности при проведении испытаний с участием людей. Общие требования.

[9] ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Часть 1. Общие требования.

[10] ГОСТ 31193-2004 (ЕН 1032:2003). Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Общие требования.

VIBRATIONAL SAFETY OF WHEELED VEHICLES

Yury V. Galevko
Tatyana V. Ivanova
Viktor P. Tyurin

Test Centre of NAMI,
Avtopoligon.
Dmitrov District, Moscow Region,
141830, Russian Federation
yu.galevko@autorc.ru

The article describes the development stages of regulatory and methodological base on vibroloading in our country and abroad. In spite of the fact that standard indicators of GOST 12.1.012-90 were declared long ago - the regulation on vibration signatures in automotive industry was not carried out. As a result, there are no tests methods and statistics on achievable vibration levels of at the moment released vehicles. Tests results of vehicles on the general vibration are given. At all existing distinctions in the vibration assessment under CH 2.2.4./2.1.8.566-96 and GOST 31191.1 results of the analysis were approximately similar, here and there; the same vehicles show obvious excess of admissible norms (prevention zones). The new Russian Federation standard on the general vibration is presented. Introduction of the new regulating document allowed establishing a uniform measurement technique of general vibration in automobile vehicles, and also the uniform assessment methodology of vibration impact on the driver and passengers. Requirements to test roads, with determination of values of mean square roughnesses for various types of coverings are defined.

Key words: *vehicle, general vibration, driver, passenger, comfort.*

References

[1] GOST 12.1.012-2004. Vibration safety. General requirements. (in Russian)
[2] OST 37.001. 275-84. Motor vehicles. Test methods for a ride quality. (in Russian)
[3] OST 37.001-291-84. Motor vehicles. Technical norms for a ride quality. (in Russian)
[4] SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Production vibration, vibration in rooms of residential and public buildings. (in Russian)
[5] GOST 31191.1-2004 (ISO) 2631-1:1997). Vibration and impact. General vibration measurement and evaluation of its influence on human beings. Part 1. General requirements. (in Russian)
[6] GOST P 55855-2013 «Motor vehicles. Measuring and evaluation methods for general vibration». (in Russian)
[7] GOST 31319-2006 (EN 14253:2003). Vibration. General vibration measurement and evaluation of its influence on human beings. Requirements for measurements on work places. (in Russian)
[8] GOST 31194.1-2004 (ISO 13090-1:1998). Vibration and impact. Safety precautions to be taken during the performance of test with participation of people. General requirements. (in Russian)
[9] GOST ISO 10326-1-2002. Vibration. Evaluation of vehicle seats vibration by results of laboratory researches. Part 1. General requirements. (in Russian)
[10] GOST 31193-2004 (EN 1032:2003). Vibration. Definition of vibration characteristic parameters of self-propelled machines. General requirements. (in Russian)

УДК 629. 78. 064

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ВИБРАЦИИ НА ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРВОНАЧАЛЬНОЙ ДИСПЕРСНОЙ СТРУКТУРЫ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Ю.С. Левкин

Тольяттинский
государственный университет
pe@tltsu.ru

Результатом экспериментальной работы было получение изменений в первоначальной дисперсной структуре. Классическая двухфазная структура, попав в поле поперечной вибрации всей поверхности упругой трубы, находится в исходном состоянии, до определенного порога вибрационного ускорения. Даны два графика, характеризующие переход дисперсной структуры в дисперсно-плёночную для низкочастотных и высокочастотных колебаний.

Ключевые слова: *Двухфазный поток, дисперсная структура, дисперсно-пленочный режим, поперечная вибрация, частота вибрации, вибрационное ускорение.*

Влияние вибрационных процессов на двухфазные потоки весьма актуально и недостаточно изучено. Предшествующие опыты наложения поперечной вибрации, на структуры двухфазных потоков, показали эффект структурных изменений от варьирования вибрационных ускорений [1-4].

Дисперсные структуры встречаются в агрегатах турбовинтовых летательных аппаратах. Частоты, на которых проводились опыты значительно ниже, чем рабочие частоты, авиационных двигателей. Интерес может представлять последовательность, которая наблюдается, при трансформации дисперсной структуры в плёночно-дисперсную. Изменения первоначальной структуры определяют вибрационные параметры.

Экспериментальные опыты проводились на стационарном стенде - **1** (рисунок 1). Обвязка всей экспериментальной установки, представленная в предыдущем варианте (рисунок 1.1) [4], осталась без изменений, за исключением того, что вода подавалась в верхнюю часть трубы, а воздушная фаза снизу. Воздух подавался заводской компрессорной установкой, его расход определялся ротаметром РС-3 №6091649 – 2, а расход воды определялся рычажными весами ВМ -150 – 3. Экспериментальная трубка - 4 была прозрачной. Истечение воды происходило из алюминиевого бака 5, уровень водяного столба составлял 2260 мм. Температура воды 7,5°С÷8,1ºС и воздуха 8,7°С÷8,9ºС, варьировались в узком диапазоне, да и температурная разница между носителями фаз была незначительной, что позволило исключить ощутимость масса обмена. Совокупность расходов фаз двухфазного потока является определителем её структуры. В нашем случаи сочетание расхода жидкой фазы $Q_в$ =1,5 ÷ 1,8 л/мин с расходом газообразной $Q_г$ = 1,3 ÷ 1,6 л/с позволило получить дисперсную структурную модель в прозрачной прямоугольной трубе (4×20 мм).

Опыты проводились на частотах от 30 до 200 Гц, при вибрационных ускорениях от $n_в$ = 1 g и до технически разрешённых приделов тех или иных вибрационных ускорений. Выбор частот руководствовался академическими интересами в приделах возможности экспериментальной установки.

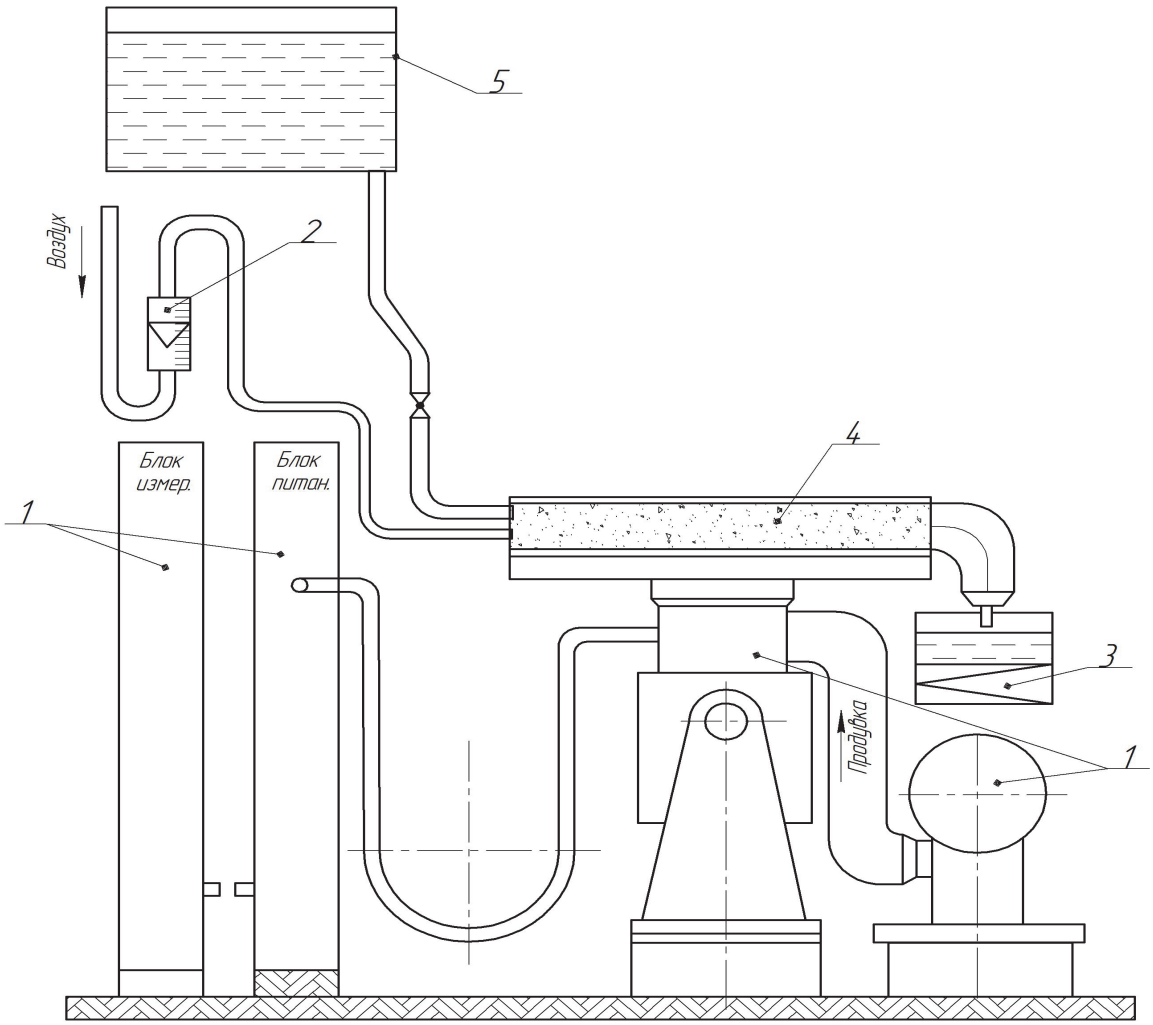


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки

На рисунке 2 представлен диапазон частот ($f_в$ = 30÷200 Гц) и вибрационных ускорений ($n_в$ = 1÷28g), каждая частота представлена двумя фотографиями для сравнения воздействия вибрационных ускорений на дисперсность структурной модели.

Результаты фото сессии (рисунок 2), позволяют сделать вывод, что вибрация не оказывает влияние на структурную модель дисперсности двухфазного потока, т.к. плотность газовой фазы не достаточна для изменений её векторных скоростей от вибрационных воздействий при малых вибрационных частотах. Однако замечен переход из дисперсной структуры в дисперсно-плёночную при частотах $f_в$ =30÷70 Гц и вибрационных ускорениях $n_в$ =6÷7g для низкочастотных колебаний. Для высокочастотных колебаний $f_в$ =80÷200Гц при вибрационных ускорениях $n_в$ = 7÷28g. Фотографии (рисунок 3 и рисунок 4) фиксируют изменения полёта капель.

Импульсное воздействие упругой стенки трубы на газовую фазу оказывает влияние, аналогично жидкой фазы. Движение капель транспортируется воздушным потоком, что вынуждает их совершать гармонические колебания той структурной среды, какую задаёт поперечная вибрация.

Ранее отмечалось, что максимальным порогом вибрационных ускорений являлось безаварийная работа стенда. В связи с этим, возможность получения новой структуры, при запредельных вибрационных нагрузках, вполне вероятно.

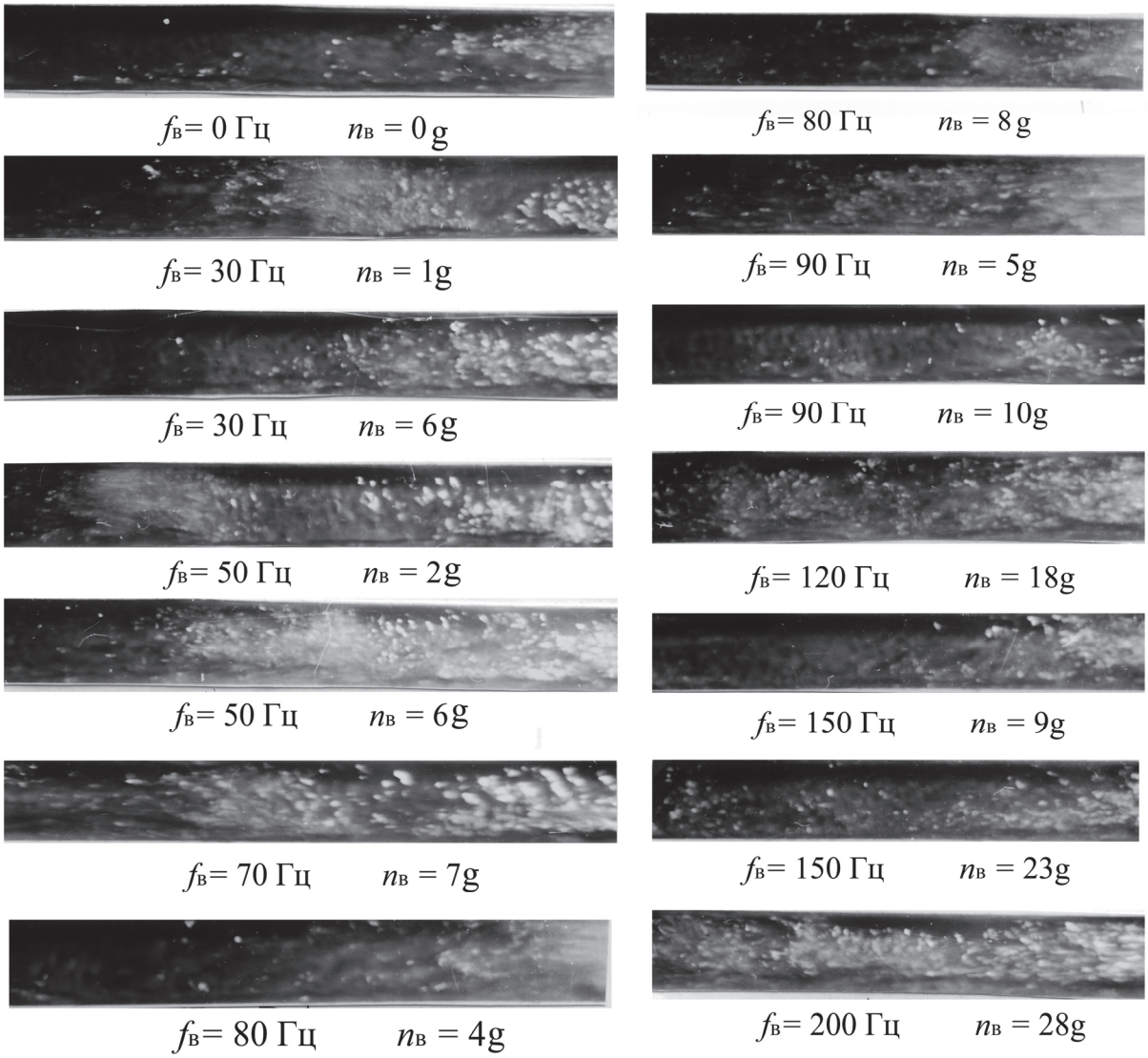


Рисунок 2. Структурная модель дисперсного двухфазного потока в поле поперечной вибрации всей поверхности вибрационного стола

Таблица. 1. Вибрационное воздействие, способствующее трансформации дисперсной структуры в дисперсно - плёночную, при низкочастотных колебаниях

$f_в$ (Гц)	30	40	50	60	70
$n_в$ (g)	6	6	6	7	7

Получение новой структуры можно проследить по фотографиям рис. 3,. на которых прослеживается появление плёнки жидкой фазы. Правильнее заметить, что это не новая, а известная ранее из общей гидравлики, дисперсно-плёночная структура, которая появляется от вибрационных воздействий.

Результаты низкочастотных колебаний, изменивших первоначальную структуру, приведены в таблице 1. Меньшую прослойку жидкой фазы можно наблюдать в верхней части трубки. Кривая графика являются, разделом между двумя структурами. Область значений лежащих ниже кривой (рисунок 3) характеризуют дисперсную, а выше дисперсно-плёночную структуры

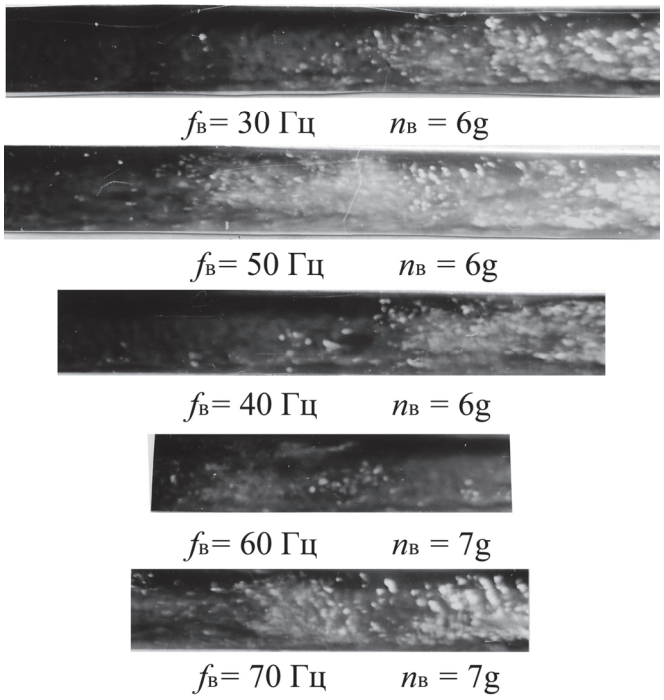


Рисунок 3. Изменение первоначальной структуры при низкочастотных колебаниях



Рисунок 4. Влияние вибрационных ускорений на низкочастотные характеристики дисперсного потока

Характерной особенностью низкочастотных колебаний является сходство их с поверхностно-пузырьковой вибрационной эмуль-сии (рисунок 1) [5].

Начало графической кривой имеет незначительное отклонение. О правильности направления кривой свидетельствует максимальный показатель точности расчёта R^2 =0,8095.

Таблица 2. Вибрационное воздействие, способствующее трансформации дисперсной структуры в дисперсно-пленочную, при высокочастотных колебаниях

$f_в$в(Гц)	80	90	100	120	150	200
$n_в$(g)	7	14	16	18	23	27

При помощи фотографий (рисунок 4), изображающих процесс получения новой структуры, по аналогии рисунка 3, можно проследить переход из дисперсной в дисперсно-плёночную структуру. Результаты высокочастотных колебаний, изменивших первоначальную структуру, приведены таблице 2. Меньшую прослойку жидкой фазы можно наблюдать, как и при низкочастотных колебаниях, в верхней части трубки.

Кривая графика является, разделом между двумя структурами. Область значений лежащих ниже кривой (рисунок 4) характеризует дисперсную, а выше дисперсно-плёночную структуры

.

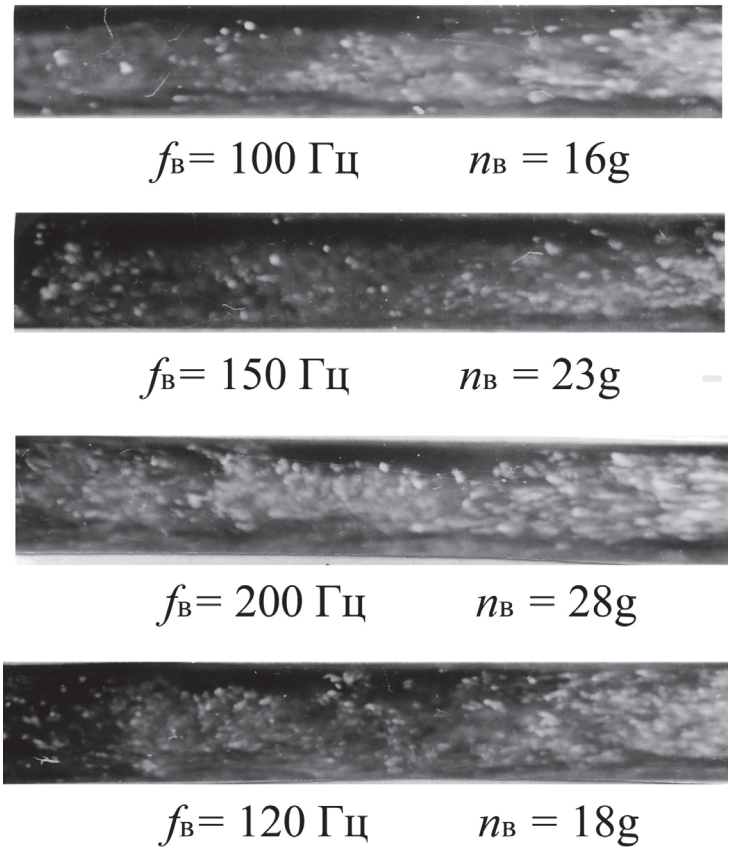


Рисунок 5. Изменение первоначальной структуры при высокочастотных колебаниях



Рисунок 6. Влияние вибрационных ускорений на высокочастотные характеристики дисперсного потока

Физическая сторона трансформации дисперсной структуры в дисперсно – плёночную, это способность верхней и нижней стенок сформировать капельную жидкую фазу в слой жидкости, движущийся по стенкам экспериментальной трубке. При этом основная масса жидкой фазы локализуется на нижней стенке трубы. Абсолютные величины вибрационных ускорений на столько значительны, что способны собирать капели в местах их контакта со стенками.

Хотелось бы отметить, что опыты проходили при прямоугольном сечении трубки, и образование плёнки жидкой фазы у нижней её стенки можно объяснить вибрационным сжатием дисперсной структуры. Верхняя стенка также образует живое сечение жидкой фазы, но оно не значительно и не устойчиво.

Техническая обвязка работающих при дисперсной структуре агрегатов имеют также прямоугольные сечения, по этому выводы проведённого эксперимента могут представлять определённый интерес в областях народного хозяйства связанных с вибрационными перегрузками дисперсной структуры.

С круглым сечением трубы опыты не проводились. Можно только прогнозировать, что изменение структуры, при аналогическом сценарии, увеличения вибрационных сопротивлений в известных пределах, реально. Вопрос только в эпюре её скоростей. Движение плёнки по внутренней поверхности трубы, за счёт торпедного движения дисперсного потока, приведет к стремлению прижать плёнку к трубе, тем самым, обеспечить эффект скольжения, ползучей по внутренней поверхности жидкой фазы.

Можно предположить, что живое сечение жидкой фазы при круглом сечении трубы, при определённых вибрационных нагрузках примет форму сечения линзы. Внутреннюю часть этой линзы будет представлять дисперсная составляющая. Ответом на вопрос о линзообразном сечении, может служить направление импульсного воздействия на разные участки сечения трубы. Нижние и верхние участки сечения трубы могут посылать нормальные (перпендикулярные) импульсы. Другие участки контакта будут посылать импульсы слабее, т.к. по мере удаления от нижней и верхней точек, вогнутость трубы не сможет обеспечить одинаковую силу импульса по всему сечению. Направление от-

брасываемых капель будет стремиться к центру трубы, образуя дисперсный поток. За счёт торпедной эпюры скоростей дисперсного потока (рисунок 3 и рисунок 4), с одной стороны и образованию плёночной структуры от вибрационных смещений стенок трубки с другой стороны (эффект авто дворника лобового стекла автомашины), получим прослойку жидкой фазы, которая и будет компонентом новой структуры.

Список использованных источников

[1] Уоллес. «Неравновесные двухфазные течения». Теоретические основы инженерных расчётов. №3. 1974. Издат. Мир. Сер. D.

[2] А.А. Свешников «Прикладные методы теории случайных функций». М.”Наука,”1968.

[3] Н. И. Семёнов «Пульсации давления при течении газожидкостных смесей в трубах». Теплоэнергетика, 1959, №1.

[4] Ю.С. Левкин «Пседоламинарный двухфазный режим». Издот. Самарского государственного аэрокосмического университета. Монография 2013. С 94.

[5] Ю.С. Левкин «Образование поверхностно-пузырьковой эмульсии в газожидкостной пробковой структуре при воздействии поперечной вибрации». //Изв. Вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. - 2014. - № 3.

THE INFLUENCE OF THE LATERAL VIBRATION AT THE DISPERSED STRUCTURE OF THE ORIGINAL TWO-PHASE FLOW

Y. S. Levkin
Togliatti State University
pe@tltsu.ru

The result of the experimental work was to obtain changes to the original structure of the dispersed. The classical biphasic pattern, hitting the lateral vibration in the entire surface of the elastic tube is in the rest position until a certain threshold of the vibration acceleration. Two graphs are given that characterize the transition dispersion structure in dispersed-film for low-frequency and high-frequency oscillations.

Key words: *two-phase flow, the dispersed structure of dispersion-film mode, the lateral vibration frequency of vibration, the vibration acceleration.*

References

[1] Uolles. «Neravnovesnye dvuhfaznye techenija». Teoreticheskie osnovy inzhenernyh raschjotov. #3. 1974. Izdat. Mir. Ser. D.

[2] A.A. Sveshnikov «Prikladnye metody teorii sluchajnyh funkcij». M.”Nauka,”1968.

[3] N. I. Semjonov «Pul'sacii davlenija pri techenii gazozhidkostnyh smesej v trubah». Teplojenergetika, 1959, #1.

[4] Ju.S. Levkin «Psedolaminarnyj dvuhfaznyj rezhim». Izdot. Samarskogo gosudarst-vennogo ajerokosmicheskogo universiteta. Monografija 2013. S 94.

[5] Ju.S. Levkin «Obrazovanie poverhnostnopuzyr'kovoj jemul'sii v gazozhidkostnoj probkovoj strukture pri vozdejstvii poperechnoj vibracii». //Izv. Vuzov. Sev.-Kavk. region. Tehnicheskie nauki. - 2014. - # 3.

УДК 532.536.539.621

ДИСКРЕТНОЕ РАЗЛОЖЕНИЕ ФУНКЦИЙ ПОЛЯ ПО ЧАСТОТНО-ВОЛНОВЫМ СПЕКТРАМ ДЛЯ СИЛЬНО ВОЗМУЩЕННОЙ ДИНАМИКИ СПЛОШНЫХ СРЕД

Г.М. Моргунов

НИУ «Московский энергетический институт»
Красноказарменная ул., 14
г. Москва, Российская Федерация, 111250
ggm@mpei.ru

В целях повышения устойчивости вычислительных процедур при прямом моделировании движений сплошных сред в условиях динамических процессов «с обострением» предлагается и раскрывается основное содержание метода специфического квантования функций поля по интервалам частотных и волновых чисел. Показано, что при удовлетворении «свойству фильтра», обычно физически присущему этим функциям, развиваемая процедура разложения допускает в принципе усечение справа по убывающим нормам влияния граничных условий для частичных функций поля, относящихся к дискретам с наибольшими отмеченными числами, на таковые для начальных дискрет.

Ключевые слова: *Сплошная текучая среда; турбулентность; прямое моделирование; частотно-волновые спектры, числа; функции поля, дискретное разложение; норма влияния; каскадный перенос; энергия турбулентных пульсаций.*

1 Введение

Описываемый далее метод был тезисно изложен в сборнике трудов [1] конференции локального масштаба, в связи с чем может оказаться трудноступным для ознакомления широкому кругу научной общественности. Это обстоятельство явилось причиной более развернутого и четко обусловленного раскрытия существа процедуры разложения функций поля по их частотно-волновым спектрам (ЧВС) применительно к задачам моделирования существенно неоднородной динамики сплошных сред (СС).

Описание движений СС в условиях интенсивных и во многом неупорядоченных пульсаций субстанций поля во всём колмогоровском диапазоне частотных ω_s и волновых $æ_s$ (вектор) $э(\omega_s, æ_s)$ чисел (ЧВЧ), т. е. при их динамике «с обострением», порождает проблемы повышения устойчивости численных реализаций и установления интересующих практику средних (либо псевдосредних) значений определяющих эти движения переменных. С отмеченной трудностью сталкиваемся, например, при попытках прямого компьютерного воспроизведения развитых турбулентных и особо-перемежающихся ламинарно-турбулентных течений. По отношению к таким средам известна также неопределенность в диапазонах осреднения функций поля по времени, а в общем случае и по пространству [2], при выводе уравнений Рейнольдса из уравнений Навье-Стокса [3].

Здесь и в последующем используются логические символы $э, \in, \wedge, \vee, \|...\|, \bigcup, \to, \uparrow$ - «так что», «принадлежит», «и», «или», «норма», «объединение», «следует», «возрастание» соответственно, а также $[0]^m$ – величина m-го порядка малости.

2 Основная часть

Предлагаемый далее подход следует рассматривать как способ возможного преодоления, или, по крайней мере, ослабления отмеченных затруднений.

Пусть динамика некоторой СС в конечной четырехмерной $3D_t$ области V с границей ∂V
описывается замкнутой системой уравнений

$$\frac{d\,\mathbf{f}_k}{dt} = \mathcal{F}_k\left\{\overline{\mathbf{f}_1,\mathbf{f}_n};\vec{F}_k,q_k\right\}, k=\overline{1,n} \qquad (1)$$

с частными производными в правой части, обычно до второго порядка по пространству, т.е. по аргументам t, x_r, где x_r $(r=1,2,3)$ – проекции радиус-вектора $\vec{x}$ в декартовой системе координат. В системе (1) d/dt – субстанциональная производная по времени, $\mathbf{f}_k$ – тензорные, векторные, либо скалярные

функции поля, $\mathcal{F}_k$ – операторы, вообще говоря, нелинейных преобразований функций в фигурных скобках; $\vec{F}_k$ – заданные внешние силовые (объемные и поверхностные) поля; q_k – энергетические (по преимуществу тепловые) воздействия на физическую точку (ФТ), которые могут зависеть от значений $\mathbf{f}_k$ на ∂V; верхняя черта – перечисление. Под ФТ понимается виртуальная миничастица СС, для которой осредненные значения субстанций вещества-поля ее дискретной молекулярно-атомной структуры предельно удовлетворяют гипотезе о локальном термодинамическом квазиравновесии (ЛТДКР) [4] с возможностью детерминантного измерения скорости, давления и температуры.

Граничные условия запишем в следующем общем виде

$$\overset{\iota\,\mathrm{o}}{\mathbf{f}}_k = \overset{\iota}{\mathcal{F}}_k^{o}(\overline{\mathbf{f}_1,\mathbf{f}_n}),(\vec{x},t)\in\partial V, k=\overline{1,\mathrm{n}};\quad \overset{\iota\,\mathrm{o}}{\mathbf{f}}_k = \begin{cases} \mathbf{f}_k^{\mathrm{o}}, \iota=\varnothing-\text{пустое множество;} \\ \partial\mathbf{f}_k^{\mathrm{o}}\big/\partial x_r, \quad \iota=\square,\ r=1,2,3. \end{cases} \tag{2}$$

Условия (2), состав и вид которых обеспечивает *существование*, но, в отличие от классически корректно поставленных краевых задач по Ж. Адамару [5], *не обязательно единственность* аналитического и тем более численного решения. Данное обстоятельство, помимо влияния погрешностей округления, связано с обычно имеющей место и полагаемой случайной составляющей функций $\overset{\iota}{\mathbf{f}}_k, \overset{\iota\,\mathrm{o}}{\mathbf{f}}_k$. Предположительно эта составляющая проявляется в возрастающей степени по мере приближения ячеек расчетной сетки к масштабам ФТ (супервысокие числа (ω_s, æs)) и вызывает некоторую аберрацию самих условий (2).

Проявления стохастичности динамических переменных и учет возможного шумового фона в граничных условиях подтверждают императив о результате установления средних значений функций поля по *ансамблю* компьютерных реализаций изучаемых движений СС «с обострением». В обобщенном смысле здесь можно усмотреть отвлеченную корреляцию с гипотезой эргодичности Больцмана-Гиббса [6].

Далее, полагая, что рассматриваемая СС удовлетворяет *свойству фильтра*, т. е. перманентному уменьшению амплитуд пульсаций с ростом частотных $\omega_s\uparrow$ и волновых æs ↑ чисел, так что (ω_s, æs)↑, представим каждую функцию $\mathbf{f}_k$ как сумму её частичных слагаемых $\mathbf{f}_{kj}$, определенных при $j\uparrow$ на всё более мелкой расчётной сетке, именно

$$\mathbf{f}_k = \sum_{j=1}^{m}\mathbf{f}_{kj} + \varepsilon_k, \qquad \|\varepsilon_k\| \in \left[0, c_k\left[0\right]^m\right], \tag{3}$$

где $\mathbf{f}_{kj}$ – k-ая функция поля, определенная на j-й дискрете ЧВС, $\|\varepsilon_k\|$ - условная норма отклонения ε_k первого слагаемого в правой части (3) от $\mathbf{f}_k$, c_k – ограниченные положительные числа. Перебор дискрет осуществляется в направлении возрастания, например, на порядок, ЧВЧ. Метрические пределы ячейки $3D_t$ расчетной сетки определяются единственным образом интервалами [(ω_s, æs)$_{j.\mathrm{inf}}$, (ω_s, æs)$_{j.\mathrm{sup}}$] соответствующей j-й дискреты ЧВС. Очевидно, (ω_s, æs)$_{j\text{-}1.\mathrm{sup}}$ = (ω_s, æs)$_{j.\mathrm{inf}}$.

Понятно, что первая дискрета, индекс j = 1, включает метрические параметры всей замкнутой расчетной области движения среды $\overline{V} = V\cup\partial V$ как и прочие (при j>1), но с диапазоном *меньших* ЧВЧ. При сходимости, с приемлемой дисперсией, вычислительного процесса могут быть установлены распределения $\mathbf{f}_{k,j=1}$, допускающие их рассмотрение в качестве псевдосредних значений $\mathbf{f}_k$ и интересующие (главным образом) практические приложения теории. Последняя дискрета разложения (j = m) – суть приближение к масштабам левой границы применимости гипотезы о ЛТДКР. Интервалы, в частности, первый (j=1), и общее число дискрет m зависят от физических свойств исследуемой СС, режимов её движения, близости ФТ к твердым частям границы ∂V (если имеются),

степени снижения амплитуд пульсаций при $j\rightarrow m$, а также ресурсов используемой компьютерной техники.

Согласно (3) сопоставим каждому уравнению системы (1) *итеративную*, например, по схеме Гаусса-Зейделя, совокупность уравнений

$$\frac{d\ \mathbf{f}_{kj}^{\ (n)}}{dt} = \mathcal{F}_k^* \left\{ \left(\overline{\sum_{i=1}^{m} \mathop{\mathbf{f}_{1i}^{*(n)}}_{i\le j} \wedge \mathop{\mathbf{f}_{1i}^{*(n-1)}}_{i>j}} \right), \left(\overline{\sum_{i=1}^{m} \mathop{\mathbf{f}_{ni}^{*(n)}}_{i\le j} \wedge \mathop{\mathbf{f}_{ni}^{*(n-1)}}_{i>j}} \right); \vec{F}_{kj}^{\ *}, q_{kj}^{\ *} \right\},\ k=\overline{1,n};\ j=\overline{1,m};\ \mathbf{f}_{kj}^{*} \equiv \mathbf{f}_{kj} \qquad (4)$$

с граничными условиями

$$\partial \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{kj}^{\,o} = \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{kj}^{\,o} - \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{k,j-1}^{\,o*}, \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{k,o}^{\,o} \equiv 0, \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{km}^{\,o} = \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{k}^{\,o} + \overset{\iota}{\varepsilon}_{km}, \qquad \left\| \overset{\iota}{\varepsilon}_{km} \right\| = \overset{\iota}{\tilde{n}}_{km} [0]^m \ , \quad (5)$$

аддитивно удовлетворяющими, условиям (2) по убывающей с ростом m, до *прогнозно* пренебрежимо малого, но усеченного «справа», значения нормы влияния $\left\| \overset{\iota}{\varepsilon}_{km} \right\|$ краевого условия $\partial \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{km}^{\,o}$ на $\mathbf{f}_{k,j=1}$.

В соотношениях (4, 5): (n) – номер текущей итерации, $\overset{\iota}{c}_{km}$ – некоторые неотрицательные ограниченные числа, верхний индекс * означает отображение каждой функций $\mathbf{f}_{ki} \vee \overset{\iota}{\mathbf{f}}{}_{k,j-1}^{\,o}$ и операторов $\mathcal{F}_k$, $\overset{\iota}{\mathcal{F}}{}_k^0$ на j-ю дискрету ЧВС. Такое преобразование, например, для функций $\mathbf{f}_{ki}$ дается выражением

$$\mathop{\mathbf{f}_{ki}^{\ *}}_{i\ne j} = \int_{\delta V_j} W_j(\vec{\xi},\tau)\mathbf{f}_{ki}(\vec{x}-\vec{\xi},t-\tau)dV, \int_{\delta V_j} W_j(\vec{\xi},\tau)dV = 1, \qquad (6)$$

$$\delta V_j = \delta V_{x.j}\delta\tau_j, \delta V_{x.j} = \prod_{r=1}^{3}\delta x_r,$$

где δV_j - четырехмерный объём ячейки расчетной сетки, однозначно соответствующий j-й дискрете ЧВС $[(\omega_s,\mathbf{æ}_s)_{j.\inf}, (\omega_s,\mathbf{æ}_s)_{j.\sup}]\rightarrow \delta V_j$, W_j - подходящая весовая функция $(м^3с)^{-1}$.

Правая часть уравнений (4), в отличие от исходных уравнений (1), естественно, содержит дополнительно слагаемое

$$-\left\{ \frac{d^*}{dt} \left(\sum_{i=1,i\ne j}^{m} \mathop{\mathbf{f}_{ki}^{*(n)}}_{i<j} \wedge \mathop{\mathbf{f}_{ki}^{*(n-1)}}_{i>j} \right) \right\}.$$

Заметим, что отображение $\mathop{\mathbf{f}_{ki}}_{i<j}$ на j-ю $3D_t$ расчетную сетку сравнительно слабо корректирует функции $\mathbf{f}_{kj}$. Наоборот, наложение на эту сетку функций $\mathop{\mathbf{f}_{ki}}_{i>j}$ существенно сглаживает $\mathbf{f}_{kj}$ с мерой, повышающейся при $i\uparrow$. Данное обстоятельство по существу и заключает в себе фактор повышения устойчивости вычислительных алгоритмов при компьютерном моделировании сильно возмущенной динамики СС.

Отметим также, что изложенная процедура по отношению к текучим средам фактически воспроизводит известное свойство каскадного переноса энергетических флуктуаций турбулентных полей от их макро- к минимасштабам [7, 8].

3 Заключение

Открытым остаётся принципиально важный и, по-видимому, непросто решаемый вопрос: в каком согласовании могут находиться результаты численной реализации задачи описания сильно неоднородной динамики СС, усложненной наличием, в общем случае, низкоуровневого случайного полевого воздействия, по алгоритму (3-6) и непосредственно на основе исходной постановки (1, 2)? Отмеченное требует дополнительного углубленного исследования собственно математических аспектов рассмотренной задачи в рамках общей проблемы моделирования бифуркационных и развитых сверхкритических движений сплошных сред.

Список использованных источников

[1] Моргунов Г.М. К прямому численному решению уравнений динамики континуальных сред. / Тр. Междунар.науч.-техн. и науч.-метод.конф. «Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы». М.: Изд-во МЭИ, 2006, с. 25-30.

[2] Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. М.: Наука, т. 1, 1965, с. 163; 639 с.

[3] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978, с. 546; 736 с.

[4] Ozisik M.N. 1973. «Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection», Wiley, New York. [Пер.с англ.: Оцисик М.Н. Сложный теплообмен. М.: Мир, 1976, с. 10; 616с.]

[5] Fletcher C.A.J. Computational Techniques for Fluid Dynamics v.1, Springer.Verlag, Berlin Heidelberg, 1988 [Пер. с англ.: Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. М.: Мир, т.1, 1991, с. 35-37; 504 с.]

[6] Ансельм А.И. Основы статистической физики и термодинамики. М.: Наука, 1973, с. 42-45; 424с.

[7] Richardson L.E. Atmospheric diffusion shown on a distance-neighbour /Proc.Roy.Soc.A110, № 756, 1926, pp.709-737.

[8] Taylor G.I. Statistical theory of turbulence. I-III/Proc.Roy.Soc. A151,№ 874, 1935, pp. 421-464.

FLUID-FUNCTIONS DISCRETE DECOMPOSITION ON THEIR FREQUENCY-WAVE SPECTRALS FOR STRONGLY INDIGNANT DYNAMICS OF CONTINUOUS MEDIUMS

Gennadiy M. Morgunov

NRU Moscow
Power Engineering Institute
14, Krasnokazarmennaya ul.,
Moscow,
111250, Russian Federation
ggm@mpei.ru

To raising of the calculating procedures stability on direct modelling of continuous media motions in dynamical processes «with sharpening» the method of field-functions specific decomposition to frequency-wave numerical intervals is propounded and uncovered as a matter. It's revealed, that under satisfaction of a «filter property», which usually physical inherent to this function, present decomposition procedure allows, in principle, truncating to the right along decreasing rates of a boundary conditions for partial field-functions on discretes with the greatest frequency-wave numbers to such for initial discretes.

Key words: *continuous, fluid media; turbulence; direct modelling; frequency-wave spectrals, numbers; field-functions, partial; discrete decomposition; influence rate; cascading transfer; turbulent pulsations energy.*

References

[1] Morgunov G.M. K pryamomu chislennomu resheniyu uravnenij dinamiki kontinual'ny'x sred. / Tr. Mezhdunar.nauch.-texn. i nauch.-metod.konf. «Gidrogazodinamika, gidravlicheskie mashiny' i gidropnevmosistemy'». –M.: Izd-vo ME'I, 2006, s. 25-30.

[2] Monin A.S., Yaglom A.M. Statisticheskaya gidromexanika. M.: Nauka, t. 1, 1965, s. 163; 639 s.

[3] Lojcyanskij L.G. Mexanika zhidkosti i gaza. M.: Nauka, 1978, s. 546; 736 s.Ozisik M.N. 1973. «Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection», Wiley, New York. [Per.s angl.: Ocisik M.N. Slozhny'j teploobmen.-M.: Mir, 1976, s. 10; 616s.]

[4] Fletcher C.A.J. Computational Techniques for Fluid Dynamics v.1, Springer.Verlag, Berlin Heidelberg, 1988 [Per. s angl.: Fletcher K. Vy'chislitel'ny'e metody' v dinamike zhidkostej.-M.: Mir, t.1, 1991, s. 35-37; 504 s.]

[5] Ansel'm A.I. Osnovy' statisticheskoj fiziki i termodinamiki. – M.: Nauka, 1973, s. 42-45; 424s.Richardson L.E. Atmospheric diffusion shown on a distance-neighbour /Proc.Roy.Soc.A110, № 756, 1926, pp.709-737.

[6] Taylor G.I. Statistical theory of turbulence. I-III/Proc.Roy.Soc. A151, № 874, 1935, pp. 421-464.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ НА ФОРМУ И РАЗМЕР ВИХРЕЙ В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД

А. В. Иванов

Воронежский государственный технический университет
Московский проспект, 14,
г. Воронеж, Российская Федерация, 394026
iav308@inbox.ru

А. В. Москвичев

Военный учебно-научный центр военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»,
ул. Старых большевиков, 54а,
г. Воронеж, Российская Федерация, 394064
almoskvichev@mail.ru

Важным элементом любой турбомашины являются уплотнения ротора. Характеристики уплотнений, в значительной мере определяют экономичность, надежность и ресурс турбонасосного агрегата. Лабиринтные уплотнения, по сравнению со щелевыми, имеют более низкий коэффициент расхода. В тоже время они нашли ограниченное применение, так как при определенных условиях могут вызывать динамическую неустойчивость ротора. Одной из причин возникновения колебаний ротора являются вихри, образующиеся в канавках уплотнения. Причем их количество, форма, размеры и скорость напрямую зависят от геометрии канавки. В статье рассмотрен процесс моделирования течения рабочего тела в лабиринтном уплотнении с помощью ANSYS CFX, исследовано влияние геометрии канавки на количество, размер и форму вихрей.

***Ключевые слова**: Лабиринтное уплотнение, зазор, вихрь, турбулентность, динамические характеристики*

1 Введение

Роторные машины находят самое широкое применение в различных отраслях человеческой деятельности и объединяют большой класс устройств (турбины, насосы, генераторы, детандеры, компрессоры и др.), предназначенных для преобразования энергии и совершения полезной работы. Одним из наиболее сложных, ответственных и наукоемких изделий, относящихся к классу роторных машин, являются турбонасосные агрегаты (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Несмотря на то, что каждый из перечисленных видов турбомашин имеет определенные отличительные особенности, важным элементом любого агрегата являются уплотнения ротора (уплотнения проточной части) [1]. Необходимо отметить, что характеристики уплотнений, в значительной мере определяют экономичность, надежность и ресурс турбомашины.

Наиболее часто используемыми уплотнениями в насосах и турбинах турбонасосных агрегатов ЖРД являются бесконтактные уплотнения, в первую очередь щелевые и лабиринтные. Лабиринтные уплотнения, по сравнению со щелевыми, имеют более низкий коэффициент расхода. В тоже время они нашли ограниченное применение, так как при определенных условиях могут вызывать динамическую неустойчивость ротора [2, 3]. Определение динамических характеристик высокооборотного ротора требует учета влияния течения в уплотнении.

2 Теоретические исследования

Исследованию течения в лабиринтных уплотнениях и их влиянию на динамические характеристики роторов посвящено большое количество работ как в России, так и за рубежом [4-9]. Однако в большинстве работ рассматриваются осредненные гидрогазодинамические силы в уплотнительном зазоре, действующие на ротор, определенные полуэмпирическими методами или на основе двухмерного моделирования течения. Количество, размер и положение вихрей, образующихся в камерах лабиринтных уплотнений, при этом не оценивались. Теоретически, одной из возможных причин возникновения автоколебаний ротора, является не только влияние осредненной по длине уплотнения силы, но и размер, расположение, скорость движения вихрей в канавках лабиринтного уплотнения. Количество вихрей напрямую зависит от геометрических параметров уплотнения. По нашему мнению исследование картины течения в камере уплотнения позволит получить оптимальные геометрические размеры уплотнения как с точки зрения минимизации утечек, так и с точки зрения исключения или сведения к минимуму негативного влияния на динамические характеристики ротора. А, в дальнейшем, создать эффективное лабиринтное уплотнение, не оказывающее негативного влияния на динамические характеристики ротора.

В статье представлены результаты расчетного исследования лабиринтных уплотнений с применением программного комплекса ANSYS, выполненные с целью определения влияния геометрии уплотнительного зазора на форму, размеры и скорость движения вихрей в камерах уплотнения.

Исследование выполнялось для лабиринтного уплотнения, схема которого представлена на рисунке 1.

При определении количества и формы вихрей значение высоты гребня b изменялось от 0.1 до 1.5 мм с шагом 0.05 мм. Ширина гребней h_b и канавок $h_к$ произвольная. Радиальный зазор для всех вариантов одинаков и составляет h=0.14 мм. Трехмерная модель геометрии уплотнительного зазора построена с использованием программы SolidWorks. Расчет выполнялся при условии концентричного взаимного расположения роторного и статорного элементов уплот-

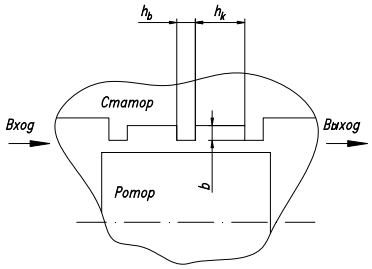


Рисунок 1. Схема лабиринтного уплотнения

нения. Такая постановка задачи, несмотря на высокую скорость взаимного перемещения ротора и статора, позволяет использовать при моделировании не всю область течения, а циклически симметричный элемент – угловой сектор в 1°. Это дает возможность, при прочих равных условиях, построить более мелкую сетку для получения качественных результатов, а также снизить потребность в вычислительных мощностях оборудования. После построения трехмерной геометрической модели она была импортирована во встроенный в ANSYS генератор сетки Mesh. Расчетная сетка строилась равномерной во всей области течения, максимальный размер ячейки не превышает 0.01 мм. От качества сетки зависит сходимость и точность полученных результатов. Чем мельче сетка, тем выше точность. Но увеличение количества ячеек ведет к увеличению вычислительной мощности, необходимой для решения поставленной задачи. Исходя из этого, выбирались количество и максимальный размер ячеек. Среднее количество ячеек составило 7422880 шт. При генерации сетки оценочным параметром её качества служил параметр y^+_{max}, являющийся главным критерием при прогнозировании поведения той или иной модели турбулентности. Для данной задачи $y^+_{max} \approx 1$, что свидетельствует о качестве построенной сетки. Далее расчетная область с построенной сеткой передается в ANSYS CFX для выбора рабочего тела, модели турбулентности, задания граничных условий и настроек решателя. В качестве рабочего тела при проведении моделирования выбран воздух с температурой 277 К. На входе и выходе расчетной области задается значение давления (1,1 МПа и 0,1 МПа соответственно). На стенках ротора и статора задается значение относительной шероховатости, частота вращения ротора (для всех вариантов расчета она постоянна и равна 30 000 об/мин), а также выполняется условие течения «без проскальзывания». В качестве модели турбулентности выбрана SST (Schear-Stress-Transport) модель, базирующаяся на решении осредненных уравнений Рейнольдса (Reynolds-averaged Navier–Stokes – RANS). Она качественно описывает как ядро, так и пристеночный слой турбулентного течения. Кроме того, она является надежной и не требовательной к вычислительной мощности, дает хорошие результаты при расчетах таких явлений, как отрыв потока, не приводит к увеличению времени расчета на одной глобальной итерации [10]. Наиболее точный метод расчета турбулентных течений – прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation – DNS) предполагает решение полных нестационарных уравнений Навье – Стокса и уравнения неразрывности. Трудности DNS заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов даже в настоящее время. С практической точки зрения, результаты, полученные с применением DNS, могут быть использованы для тестирования и калибровки RANS моделей [11]. Проведенный анализ [11] показал, что расчеты, выполненные с использованием RANS, показали хорошее совпадение с DNS расчетом. Кроме того, характер безразмерных профилей скорости вполне соответствует ожидаемому для соответствующей модели турбулентности. В качестве адвективной схемы решения выбрана High Resolution, точность полученных результатов принимаем равной 10^{-4} и сходимость RSM по среднеквадратичным параметрам полученных характеристик. При выборе сходимости RSM по абсолютным значениям, время расчета значительно увеличивается. После выбора модели турбулентности выполнен расчет разработанной модели.

Результаты математического моделирования показали, что в зависимости от высоты гребня в канавке лабиринтного уплотнения зарождается разное количество вихрей. При b=0.1÷0.2 мм, то есть отношении высоты гребня к радиальному зазору ~ 1 (b/h=0.7÷1.4), в левом верхнем углу канавки образуется вихрь (рисунок 2, 3). Но его скорость вращения ниже средней скорости потока примерно в 10000 раз. Можно предположить, что негативного влияния на динамику ротора он оказать не может ввиду его малой скорости и размера. В свою очередь, при прохождении канавки лабиринтного уплотнения, происходит возмущение потока. На рисунках 2 и 3 виден «скачок», приводящий к изменению вектора направления течения рабочего тела на выходе из канавки, который направлен под углом к ротору. В результате чего в этой области возможно возникновение дополнительных сил, приводящих к увеличению негативного влияния на динамические характеристики ротора.

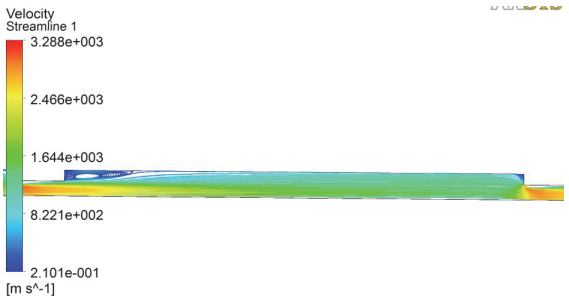


Рисунок 2. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при b=0.1 мм



Рисунок 3. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при b=0.2 мм

Дальнейшее увеличение высоты гребня *b* приводит к росту размера и скорости вихря, его перемещению в правую часть лабиринта. Он, в свою очередь, изменяет «дугообразную» траекторию возмущенного потока, делая ее более пологой. В результате угол направления вектора течения рабочего тела уменьшается. При *b*=0.7÷0.8 мм, то есть отношении высоты гребня к радиальному зазору *b*/*h*=5÷5.7, при существующем первом вихре, занимающим практически всю область канавки, в левом верхнем углу зарождается второй вихрь (рисунки 4 – 7). Но, как и в случае с первым вихрем, его скорость мала.

Помимо этого, в разных канавках лабиринтного уплотнения форма и направления движения вихря также разные. В первой от входа в лабиринтное уплотнение канавке при *b*=0.7 вихрь направлен перпендикулярно оси вращения ротора и движется по направлению от ротора к статору. Во второй же канавке уже отчетливо видно зародившееся ядро турбулентности второго вихря, но в области стыка двух вихрей все еще присутствуют потоки, направленные по нормали к ядру второго вихря. Такое отличие связано со снижением градиента давления и скорости потока при прохождении гребня второй канавки. При *b*≥0.8 второй вихрь увеличивается в размерах и смещает первый все ближе к правой стороне канавки.

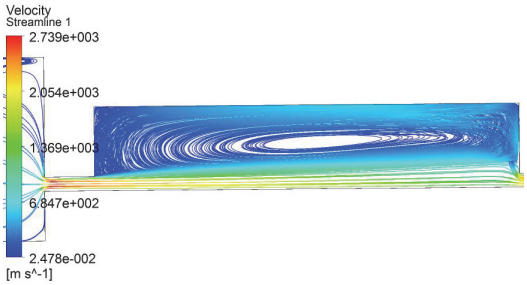


Рисунок 4. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при *b*=0.7 мм (первая канавка)

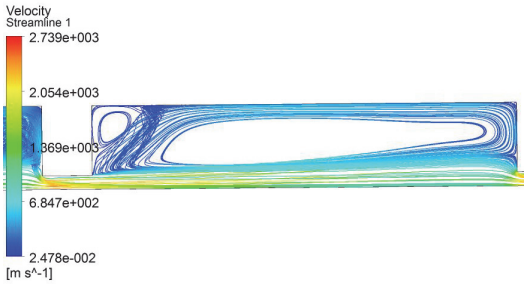


Рисунок 5. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при *b*=0.7 мм (вторая канавка)

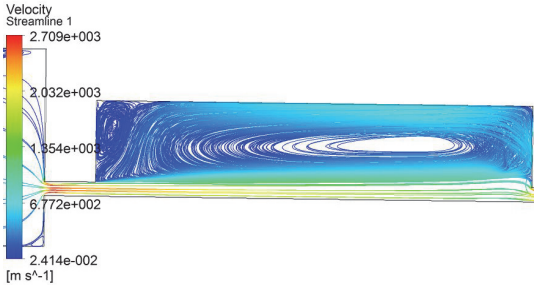


Рисунок 6. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при *b*=0.8 мм (первая канавка)

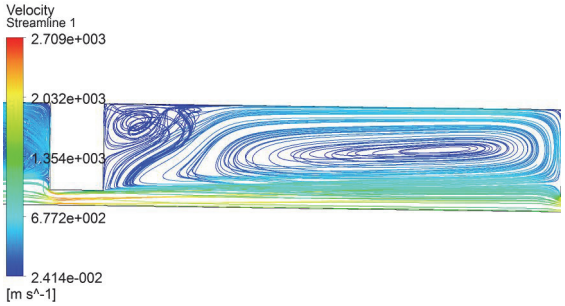


Рисунок 7. Линии тока рабочего тела в лабиринтном уплотнении при *b*=0.8 мм (вторая канавка)

3 Заключение

Выполненное моделирование показывает влияние геометрии уплотнения на форму, размер и количество вихрей в лабиринтном уплотнении. При значениях отношения высоты гребня к радиальному зазору ~ 1 скорость и размер вихря незначительны. При достижении отношения высоты гребня к радиальному зазору ~ 5 скорость вихрей сопоставима со скоростью потока жидкости. Полученные результаты расчетов станут основой для дальнейших исследований параметров лабиринтных уплотнений и оценки их влияния на динамические характеристики ротора. На основании выполненных исследований планируется выполнить моделирование сопряженной задачи – гидрогазодинамики в радиальном зазоре и динамики ротора для оценки влияния лабиринтных уплотнений на экономичность турбонасосного агрегата и динамические характеристики ротора.

Список использованных источников

[1] Иванов, А.В., Коробченко В.А., Шостак, А.В., (2005) Конструкция и проектирование уплотнений проточной части. Воронеж: ВГТУ. 86 с.

[2] Бережной, И.С., Постников, И.Д., Пшик, В.Р., (1985) Исследование расходных и динамических характеристик лабиринтных уплотнений. Вестник машиностроения. № 11, с. 15–17.

[3] Бондаренко, Г.А., Пшик, В.Р., (1982) Экспериментальное исследование виброактивности уплотнений валов турбомашин. Энергомашиностроение. №4, с. 5–8.

[4] Костюк, А.Г., (1972) Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин. Теплоэнергетика. №11, с. 29 – 32.

[5] Thompson, E.D., (2009) Study of Forces and Dynamic Coefficients in Whirling and Eccentric Labyrinth Seals Using ANSYS-CFX, Master's Thesis. Virginia Polytechnic Institute, 64 p.

[6] Childs, D. W., Scharrer, J. K., (1984) An iwatsubo-based solution for labyrinth seals - comparison with experimental results. NASA 85N14131.

[7] Iwatsubo, T., Fukumoto, K., Mochida, H. (1994) An experimental study of dynamic characteristics of labyrinth seal. NASA N94–34188.

[8] Брыкин, Б.В., Леонтьев, М.К., (2011) Определение аэродинамических циркуляционных сил в воздушных лабиринтных уплотнениях. Электронный журнал «Труды МАИ». № 43, 22 с.

[9] Брыкин, Б.В., Евдокимов, И.Е., (2012) Численное моделирование эксперимента по исследованию течения в лабиринтном уплотнении. Электронный журнал «Труды МАИ». № 61, 17 с.

[10] Москвичев, А.В., (2013) Применимость моделей турбулентности, реализованных в ANSYS CFX, для исследования газодинамики в щелевом канале ТНА ЖРД. Вестник Воронежского государственного технического университета. Т. 9, № 5, с. 82-85.

[11] Щербаков, М.А., Юн, А.А., Крылов, Б.А., (2009) Сравнительный анализ моделей турбулентности с использованием научного кода “Fastest-3D” и коммерческого пакета ANSYS CFX. Вестник Московского авиационного института. Т. 16, № 5, 15 с.

Andrei V. Ivanov

Voronezh State Technical University
Moskovskii prospect 14, Voronezh, 394026 Russian Federation
iav308@inbox.ru

Aleksandr V. Moskvichev

Military Educational Scientific Center of Military and Air Forces “Military and Air Academy of Professor N.E. Zhukovskiy and Yu.A. Gagarin”
Starikh bolshevikov St. 54a, Voronezh, 394064, Russian Federation
almoskvichev@mail.ru

INFLUENCE OF GEOMETRY ON SWIRL CONFIGURATION AND DIMENSION IN LRE TURBOPUMP LABYRINTH SEAL

Rotor seals are the most important element of turbomachine. Seals characteristics determine efficiency, reliability and lifetime of turbopump. Labyrinth seals have lower flow coefficient compared to gap seals. Though they are used not so often because under certain conditions they cause rotor dynamic instability. Swirls in seal grooves are one of the causes of rotor oscillations. And their number, configuration, dimensions and velocity directly depend on groove geometry. The paper describes the modeling of the flow in labyrinth seal using ANSYS CFX, the influence of groove geometry on swirl number, dimension and configuration.

Key words: *Labyrinth seal, clearance, swirl, turbulence, dynamic characteristics*

References

[1] Ivanov, A.V., Korobchenko, V.A., Shostak, A.V., (2005) Konstruktsiya i proektirovanie uplotneniy protochnoy chasti [Design and development of flow path seals]. Voronezh: VSTU, 86 p. (in Russian)

[2] Berezhnoy, I.S., Postnikov, I.D., Pshik, V.R., (1985) Issledovanie raskhodnykh i dinamicheskikh kharakteristik labirintnykh uplotneniy [Research of labyrinth seals flow and dynamical characteristics]. Vestnik mashinostroeniya. 11, pp. 15–17. (in Russian)

[3] Bondarenko, G.A., Pshik, V.R., (1982) Eksperimentalnoe issledovanie vibroaktivnosti uplotneniy valov turbomashin [Experimental study of turbomachinery shaft seals vibroactivity]. Energomashinostroenie. 4, pp. 5–8. (in Russian)

[4] Kostyuk, A.G., (1972) Teoreticheskiy analiz aerodinamicheskikh sil v labirintnykh uplotneniyakh turbomashin [Theoretical study of aerodynamical forces in turbomachinery labyrinth seals]. Teploenergetika. 11, pp. 29–32. (in Russian)

[5] Thompson, E.D., (2009) Study of Forces and Dynamic Coefficients in Whirling and Eccentric Labyrinth Seals Using ANSYS-CFX, Master's Thesis. Virginia Polytechnic Institute, 64 p.

[6] Childs, D. W., Scharrer, J. K., (1984) An iwatsubo-based solution for labyrinth seals - comparison with experimental results. NASA 85N14131.

[7] Iwatsubo, T., Fukumoto, K., Mochida, H. (1994) An experimental study of dynamic characteristics of labyrinth seal. NASA N94–34188.

[8] Brykin, B.V., Leont’ev, M.K., (2011) Opredelenie aerodinamicheskikh tsirkulatsionnykh sil v vozdushnykh labirintnykh uplotneniyakh [Circulating aerodynamical forces in air labyrinth seals calculation]. Elektronniy zhurnal “Trudy MAI”. 43, 22 p. (in Russian)

[9] Brykin, B.V., Evdokimov, I.E., (2012) Chislennoe modelirovanie eksperimenta po issledovaniyu techeniya v labirintnom uplotnenii [Numerical simulation of flow in labyrinth seal]. Elektronniy zhurnal “Trudy MAI”. 61, 17 p. (in Russian)

[10] Moskvichev, A.V., (2013) Primenimost’ modeley turbulentnosti realizovannykh v ANSYS CFX dlya issledovaniya gazodinamiki v shchelevom kanale [Turbulence models applicability realized in ANSYS CFX for gas-dynamics analysis of LRE turbopumps gap seals]. Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. T.9, 5, pp. 82–85. (in Russian)

[11] Shcherbakov, M.A., Yun, A.A., Krylov, B.A., (2009) Sravnitel’nyy analiz modeley turbulentnosti s ispol’zovaniem nauchnogo koda “Fastest-3D” i kommercheskogo paketa ANSYS CFX [Comparison analysis of turbulence models with using scientific code “Fastest-3D” and commercial pocket ANSYS CFX]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. T. 16. 5, 115 p. (in Russian)

УДК 621.6.01

А.Е. Ремизов

Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева
ул. Пушкина, 53,
г. Рыбинск, Российская Федерация, 152934
ad@rsatu.ru

Ф.В. Карпов
Д.И. Ларшин

ОАО "НПО "Сатурн"
пр. Ленина, 163, г. Рыбинск, Российская Федерация, 152903
feodor.karpov@yandex.ru
larshin_den@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ВЫХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ НАЗЕМНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Исследуется проблема вибрации выходного устройства газотурбинной наземной установки мощностью 110 МВт. Низкочастотные высокоамплитудные колебания возникают на низких режимах работы установки и, очевидно, связаны с появлением большой (около 40°) закрутки потока на входе в стоечный узел выходного устройства. Проведены численные исследования течения в выходном устройстве в 2-х и 3-х мерной постановке с учетом нестационарности для выявления возможных источников вибрации со стороны нестационарного газового потока. Для расчетов использован коммерческий код ANSYS CFX. Получены амплитудно-частотные характеристики изменения давления в характерных точках потока. Рассмотрено влияние конструктивных доработок проточной части выходного устройства на характер течения и нестационарности потока. Запланировано создание экспериментальной установки для модельного исследования рассмотренной проблемы и верификации результатов расчетов.

Ключевые слова: *Газотурбинный двигатель; выхлопной патрубок; нестационарный поток; пульсации давления; вибрации*

Aleksandr E. Remizov

Rybinsk State Aviation Technical University
Pushkina st, 53, Rybinsk, 152934, Russian Federation
ad@rsatu.ru

Fedor V. Karpov
Denis I. Larshin

OAO NPO Saturn
Lenina pr, 163, Rybinsk, 152903, Russian Federation
feodor.karpov@yandex.ru
larshin_den@mail.ru

INVESTIGATION OF UNSTEADY PHENOMENA IN THE EXAUST PIPE OF GROUND GAS-TURBINE PLANT

Examines the problem of vibration exhaust pipe ground gas-turbine plant with the capacity of 110 MW. The high amplitude low frequency oscillations occur at low operating modes and, obviously, connected with the appearance of a large (about 40°) swirl flow on the input exhaust pipe. Numerical study of the flow in exhaust pipe in 2-and 3-dimensional setting, taking into account the nonstationarity to identify possible sources of vibration from the side of unsteady gas flow. For calculations was used commercial code ANSYS CFX. The obtained amplitude-frequency characteristics of pressure changes in the characteristic points of the stream. The paper considers the influence of constructive changes of the flowing part exhaust pipe on the character of flow and unsteadyness flow. The planned establishment of experimental plant for model studies of the considered problem and verification of the calculations results.

Key words: *Gas turbine engine; exhaust pipe; unsteady flow; pressure pulsations; vibrations*

Г.В. Воротников

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
vorotnikov.g.v@mail.ru

К ВОПРОСУ О КОЛЕБАНИИ ПОРШНЯ В ПРОБИРКЕ

В термоакустических двигателях на основании стоячей волны основной вклад в импеданс устройства вносят волновод и механический поршень. Таким образом, приблизительная оценка частоты термоакустического двигателя сводится к задаче о колебании поршня в пробирке. На основании трёх различных подходов получены три варианта оценки частоты основного тона колебаний поршня в трубе, заполненной воздухом. Проведено сравнение предложенных методик. Сделаны выводы о целесообразности использования предложенных расчётных методик.

***Ключевые слова**: Термоакустика; двигатель на основе стоячей волны; ламинарный двигатель; собственные колебания.*

1 Введение

Вопрос о собственных колебаниях системы поршень-труба имеет определяющее значение при моделировании термоакустических двигателей на основе стоячей волны. Собственная частота колебаний таких систем и распределение профиля акустического давления и скорости по длине устройства во многом определяет качественное протекание процессов в устройствах на основе стоячей волны.

Сегодня можно выделить две методики расчёта двигателей на основе стоячей волны. Первый подход [1, 2] основывается на использовании основных уравнений термодинамики, которые применяются при расчётах двигателей Стирлинга. В этом случае для расчёта требуется лишь рабочая частота устройства, а все остальные акустические параметры, как правило, игнорируются. Это зачастую приводит к неверным результатам при небольших отклонениях от базовой модели, для которой создавалась расчётная модель [1].

Второй подход [3] основывается на использовании обобщённых уравнений Ротта-Свифта, который предполагает использование дифференциальных уравнений первого порядка с комплексными коэффициентами. Это требует применения сложных математических методов и решения системы из множества нелинейных уравнений, что затрудняет инженерные расчёты. Задача существенно упрощается, если предварительно выделить уравнение, оценивающее рабочую частоту устройства. Следовательно, проблема определения рабочей частоты термоакустического устройства – первостепенная задача при любой методике расчёта.

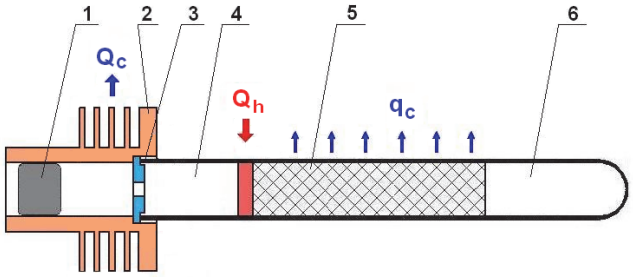


Рисунок 1 - Простейший вариант ламинарного двигателя. 1 – поршень, 2 – цилиндр, 3 – жиклёр, 4 – термическая буферная трубка, 5 – регенератор. 6 – податливость

Простейшим термоакустическим двигателем, который каждый может собрать в домашних условиях, является ламинарный двигатель Леманна (Laminar Flow Engine) [4,5], точнее его свободнопоршневая модификация (Рис. 1). Устройство состоит из стеклянной пробирки, переходящей в цилиндр с поршнем. Через стенки цилиндра в окружающую среде сбрасывается тепло, замыкая термодинамический цикл. На стыке поршня и пробирки размещён жиклёр, а в средней части пробирки располагается разреженный регенератор.

Если нагревать регенератор у конца, лежащего ближе к жиклёру, в регенераторе устанавливается температурный градиент, который поддерживает собственные колебания системы. Для инициализации колебаний систему предварительно нужно вывести из состояния равновесия.

Хотя такой двигатель не относится к классическим двигателям на основе стоячей

волны, так как сдвиг фаз между осцилляциями скорости и давления в нём менее 80 градусов, существенную часть импеданса в нём тоже составляют поршень с пробиркой.

2 Резонатор Гельмгольца

Оценить рабочую частоту такого устройства можно разными способами. Поскольку регенератор разряжен очень сильно, а отверстие жиклёра достаточно велико, то влиянием этих элементов на частоту в первом приближении можно пренебречь. В этом случае пробирка с поршнем очень напоминает резонатор Гельмгольца.

Резонатор Гельмгольца представляет собой полость объёмом V с узким и коротким горлышком (длиной *l* и площадью сечения S). Поскольку длина волны, на которой колеблется резонатор существенно больше линейного размера резонатора, то можно считать, что давление в полости V не зависит от пространственных координат, а зависит лишь от времени. Акустическая податливость такой полости составляет

$$C = \frac{V}{\rho a^2} \qquad (1)$$

где ρ - плотность газа, *a* – скорость звука.

В узком горлышке газ движется с большой скоростью. Податливость такой трубки очень мала по сравнению с её инерционностью, так как акустическая составляющая давления на конце трубки равно нулю (то есть газ здесь колеблется, почти не сжимаясь). Инерционность горлышка составляет

$$L = \frac{\rho l}{S} \qquad (2)$$

Условием резонанса является равенство нулю мнимой части импеданса системы

$$\omega L - \frac{1}{\omega C} = 0$$

откуда с учётом (1) и (2) находим

$$\omega = \sqrt{\frac{Sa^2}{Vl}} \qquad (3)$$

Поскольку длина пробирки во много раз меньше длины волны, то её податливость описывается формулой (1). А вот инерционность поршня массой M в терминологии акустической цепи

$$L = \frac{M}{S^2} \qquad (4)$$

Подставляя (4) и (1) в формулу (3), получаем приблизительную частоту

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho a^2 S^2}{MV}} \qquad (5)$$

3 Уравнение движения

Насколько справедлив такой подход можно оценить с другой точки зрения. Рассмотрим поршень с малым трением, совершающий движение под действием упругих сил газа, после того, как мы вывели его из состояния равновесия, смесив против направления *x* (Рис.1). Уравнение движения с учётом силы трения можно записать в виде

$$M\ddot{x} = Sp - F_{\text{тр}} \qquad (6)$$

При гармоническом движении координата изменяется согласно

$$x = X_1 \mathrm{e}^{i\omega t} \qquad (7)$$

Если утечка газа через поршень отсутствует, то масса газа в пробирке неизменна

$$dM = Vd\rho + \rho dV = 0$$

Отсюда

$$d\rho = -\frac{Sdx}{V}\rho \qquad (8)$$

Запишем дифференциал давления в виде

$$dp = \left(\frac{dp}{d\rho}\right)d\rho$$

и подставив в него значение $d\rho$ из (8), получаем

$$dp = -\frac{Sdx}{V}\rho\left(\frac{dp}{d\rho}\right) \qquad (9)$$

Теперь, подставив в уравнение (9) выражение для dx из (7), находим

$$dp = -\frac{S}{V}\rho\left(\frac{dp}{d\rho}\right)i\omega X_1 \mathrm{e}^{i\omega t}dt \qquad (10)$$

Но если p – гармоническая функция, описываемая выражением

$$p = P_1 \mathrm{e}^{i\omega t}$$

то

$$dp = i\omega P_1 \mathrm{e}^{i\omega t}dt \qquad (11)$$

Сравнивая (10) и (11), получаем величину амплитуды давления

$$P_1 = -\frac{S}{V}\rho_m\left(\frac{dp}{d\rho}\right)X_1 \qquad (12)$$

где ρ_m – средняя плотность газа в пробирке (без осцилляций)

С учётом полученных выражений уравнение (6) можно записать в следующем виде

$$-M\omega^2 X_1 e^{i\omega t} = -\frac{S^2}{V}\rho_m\left(\frac{dp}{d\rho}\right)X_1 e^{i\omega t} - F_{\text{тр}} \quad (13)$$

Это уравнение идентично уравнению колебания массы на пружине. Если пренебречь силой трения, то

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho_m S^2}{MV}\left(\frac{dp}{d\rho}\right)} \quad (14)$$

В общем случае величина $dp/d\rho$ зависит от условий, при которых происходит колебание. При адиабатическом расширении-сжатии – это квадрат скорости звука

$$\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_S = a^2$$

В этом случае уравнения (14) и (5) полностью совпадают.

При изотермическом расширении-сжатии

$$\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_T = \frac{p_m}{\rho_m}$$

где p_m - среднее давление в пробирке.

В области регенератора $dp/d\rho$ от адиабатического смещается в сторону изотермического. Однако, если судить по относительному объёму регенератора этот факт существенно не сказывается на частоте и близок к результату (5)

Следует заметить, что все эти рассуждения справедливы в том случае, когда соблюдается принцип неразрывности на границе поршень-газ. То есть вся энергия газа передаётся поршню, а скорости их на границе в любой момент времени совпадают.

4 Электроакустическая аналогия

Чтобы учесть влияние всех составляющих акустического тракта на частоту устройства, представим ламинарный двигатель в виде каскадно подключенных четырёхполюсников.

В этом случае элементы акустического тракта (поршень, цилиндр, жиклёр, термическая буферная трубка, регенератор. податливость) представляются акустическими четырёхпорлюсниками, соединёнными каскадно (Рис.2).

Параметры на входе и выходе из акустической цепи с учётом граничных условий на входе в трубу и на глухой стенке выражаются как

$$\begin{Vmatrix} p_{out} \\ 0 \end{Vmatrix} = \|B\| \begin{Vmatrix} 0 \\ U_{in} \end{Vmatrix} \quad (15)$$

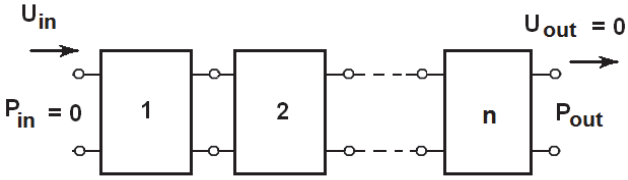


Рисунок 2. Расчётная схема ламинарного двигателя как каскадно соединённых четырёхполюсников

где итоговая матрица передаточной линии вычисляется как

$$\|B\| = \|B\|_n \|B\|_{n-1} \dots \|B\|_1 \quad (16)$$

$\|B\|_j$ – передаточная матрица j – го четырёхполюсника.

Из выражения (3.1) следует, что элемент итоговой передаточной матрицы $\|B\|$

$$b_{22} = 0 \quad (17)$$

Передаточные матрицы $\|B\|_j$ были получены в работе [6]. Для поршня

$$\|B\|_p = \begin{Vmatrix} 1, & -\frac{1}{S^2}(R_m + i\omega M) \\ 0, & 1 \end{Vmatrix}. \quad (18)$$

Здесь R_m – динамическое трение поршня

Для трубы с ламинарными осцилляциями

$$\|B\|_t = \begin{Vmatrix} \cos kl, & -\frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)kS}\sin kl \\ -\frac{i(1-f_v)kS}{\omega\rho_m}\sin kl, & \cos kl \end{Vmatrix} \quad (19)$$

здесь волновое число в общем случае описываются выражением

$$k = \frac{\omega}{a}\sqrt{\frac{1+(\gamma-1)f_\lambda/(1+\epsilon_s)}{1-f_v}}$$

где f_v и f_λ - вязкая и термическая функции Ротта [7], описывающие искажение плоской волны в пограничном слое вследствие вязкой и термической релаксации; ϵ_s - коэффициент термической релаксации на границе газ-стенка.

Матрица жиклёра или другого элемента сосредоточенного импеданса представляется как

$$\|B\|_{or} = \begin{Vmatrix} 1, & -Z \\ 0, & 1 \end{Vmatrix} \qquad (20)$$

где Z – справочное значение импеданса жиклёра.

Матрица регенератора имеет вид

$$\|B\|_{reg} = \begin{Vmatrix} 1 + \frac{i\omega C_0 R_0}{2} g(\theta,\tau), & -R_0 \frac{\theta+1}{2} f(\theta,\tau) \\ -\frac{i\omega C_0 \ln\theta}{\theta-1}\theta, & \theta \end{Vmatrix} \qquad (21)$$

где $C_0 = A_{gas} l / p_m$- изотермическая податливость,

$R_0 \approx 6\mu_x l / S_w r_h^2$ - резистивность регенератора при предельно низком числе Рейнольдса,

$\theta = T_h / T_c$ - отношение температур на горячем и холодном концах регенератора.

Вспомогательные функции вычисляются следующим образом:

$$f(\theta,\tau) = \frac{2}{\tau+2}\left[\frac{\theta^{\tau+2}-1}{\theta^2-1}\right]$$

$$g(\theta,\tau) = \frac{2}{\tau+2}\left[\frac{\theta^{\tau+2}\ln\theta - (\theta^{\tau+2}-1)/(\tau+2)}{(\theta-1)^2}\right]$$

При этом константа τ - это показатель в приближённой формуле вязкости $\mu(T) = \mu_c (T/T_c)^{\tau}$. Здесь индекс «с» означает параметры на холодном конце регенератора.

Термическая буферная трубка и цилиндр, в первом приближении представляются каскадом четырёхполюсников, описываемых матрицей (19). Каждая матрица вычисляется при определённой постоянной температуре. Распределение температур по длине термической буферной трубки считается линейным.

В таком представлении матрица передаточной линии не зависит от параметров p и U, а является только функцией частоты и геометрии составляющих элементов. Так как эти геометрические параметры известны, то уравнение (17) является уравнение колебаний, из которого методом простых итераций находится рабочая частота устройства.

Представление акустических цепей с помощью выражений (18) – (21) многократно использовалось автором в качестве стартовой итерации для расчёта акустических цепей, импедансы которых зависят от p и U, что приводило к хорошей сходимости итерационного процесса.

В тех случаях, когда к расчёту частоты не предъявляется высоких требований, влиянием разреженного регенератора, жиклёра и локального нагрева можно принебречь. Тогда оценка рабочей частоты устройства сводится к задаче о колебании поршня в пробирке. В этом случае выражение (17) с учётом (18) и (19) принимает вид

$$\omega\left[M - \frac{S\rho_m}{(1-f_v)k}\operatorname{ctg} kl\right] = i\,R_m \qquad (22)$$

Корни уравнения (22) в общем случае являются комплексными величинами, так как уравнение имеет комплексные члены. Физический смысл мнимой составляющей частоты понятен, если представить произвольную гармоническую функцию в виде

$$X_1 e^{i\omega t} = X_1 e^{it(\mathrm{Re}[\omega]+i\mathrm{Im}[\omega])} = X_1 \frac{e^{it\,\mathrm{Re}[\omega]}}{e^{t\,\mathrm{Im}[\omega]}}$$

По определению логарифмический декремент затухания

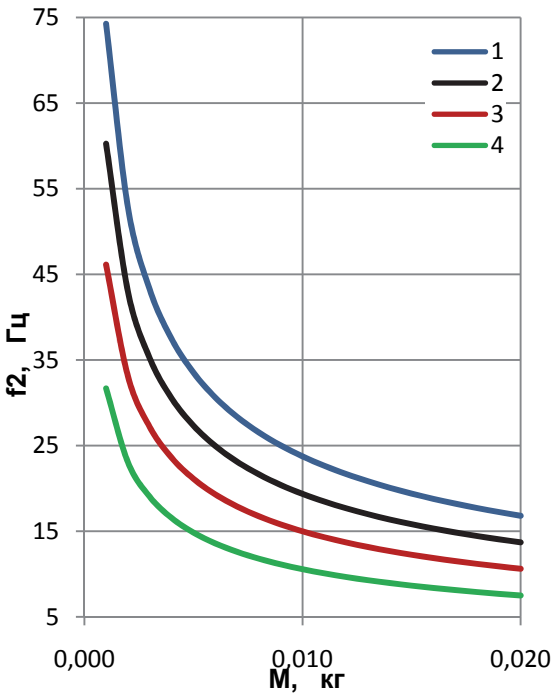


Рисунок 3 – Частота пробирки с поршнем как функция массы поршня для пробирок различной длины: 1 – 0.2 м, 2 – 0.3 м, 3 – 0.5 м, 4 – 1.0 м.

$$\chi = \ln\left(\frac{X_1}{e^{t\,\mathrm{Im}[\omega]}}\frac{e^{(t+T)\,\mathrm{Im}[\omega]}}{X_1}\right) = T\,\mathrm{Im}[\omega]$$

где T - период колебания. Следовательно, величина $\mathrm{Im}[\omega]$ является коэффициентом

затухания по определению. Действительно, если пренебречь релаксационными процессами и трением поршня, то $k = {\omega}/{a}$ и уравнение (22) сводится к виду

$$\operatorname{ctg} kl = \frac{kM}{A\rho_m} \qquad (23)$$

Это уравнение получено Исаковичем [8] для трубы, ограниченной абсолютно жёсткой крышкой и массивным поршнем. В этом случае уравнение (23) разрешимо относительно ω в действительных числах. Отсюда следует, что мнимая часть ω характеризует процессы, вызывающие диссипацию акустической энергии.

5 Заключение

В процессе анализа пробирки с поршнем разными способами получены выражения для расчёта собственной частоты такой системы. На рис. 3 приведены результаты расчёта частоты как функции массы поршня по формуле (23) для пробирок разной длины. Пробирка имеет диаметр 20 мм и заполнена воздухом при нормальном давлении и температуре. Для сравнения результатов, на рис 4 приведена разность частот f1 – f2, полученной по формуле (5) и (23) соответственно для пробирок разной длины.

По результатам рис.4 можно сделать вывод, что частота, рассчитанная по формуле (5) всегда превышает частоту, рассчитанную по формуле (23), причём разница тем больше, чем меньше отношение массы поршня к массе газа. Это объясняется тем, что часть газа так же составляет инерционную массу, что игнорируется формулой (5). В целом же результаты выражений (5) и (23) хорошо согласуются, так что при оценке рабочей частоты пробирки с поршнем при незначительной диссипации энергии можно использовать более простую формулу (5).

Формула (22) позволяет оценить частоты высших порядков. Так частота следующей гармоники составляет уже 868 Гц, что ближе к собственным частотам газа в пробирке. Говорить о возможности реализации такой частоты, как рабочей, не имеет смысла.

На рис. 5 приведены результаты расчёта частоты пробирки, длиною 200 мм при различной массе поршня с учётом диссипации энергии на основании выражения (22). Вещественная часть частоты (Рис. 5а) представляет собой рабочую частоту установки, а мнимая её часть (Рис.5б) – это коэффициент затухания, уменьшенный в 2π раз. Линия 1 показывает, что диссипация в пробирке,

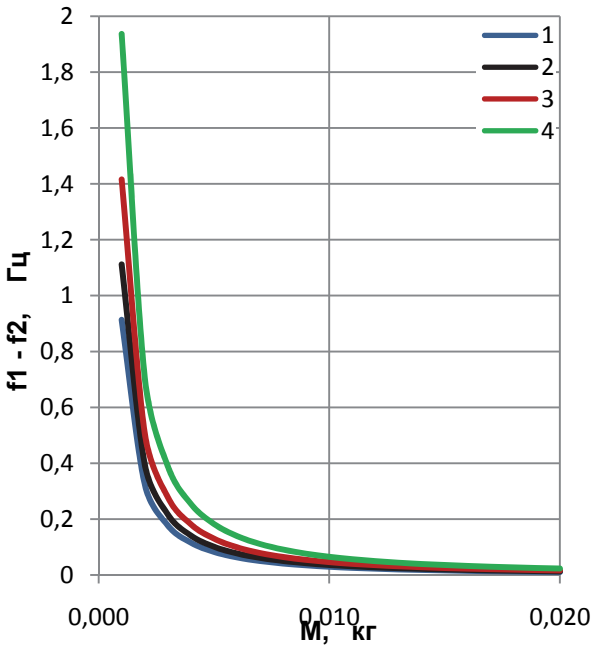


Рисунок 4 – Разность между частотами, рассчитанных по формулам (5) и (23) как функция массы поршня для пробирок разной длины: 1 – 0.2 м, 2 – 0.3 м, 3 – 0.5 м, 4 – 1.0 м.

вызванная релаксационными процессами очень мала, и частота очень близка к величинам, обозначенным кривой 1 на рис. 3. Уменьшение массы поршня ведёт к росту частоты и диссипации при одном и том же динамическом трении. При каком-то минимальном значении массы поршня колебания прекращаются, что хорошо обозначено резким изломом на кривых 4 и 5 (Рис. 5а).

Метод расчёта, описанный уравнениями (15) – (21) хоть и является самым трудоёмким, но позволяет моделировать не только колебания поршня в пустой пробирке, но и влияние размещённых в ней элементов: жиклёра, регенератора, дополнительных полостей и т.д, что будет показано в последующих работах.

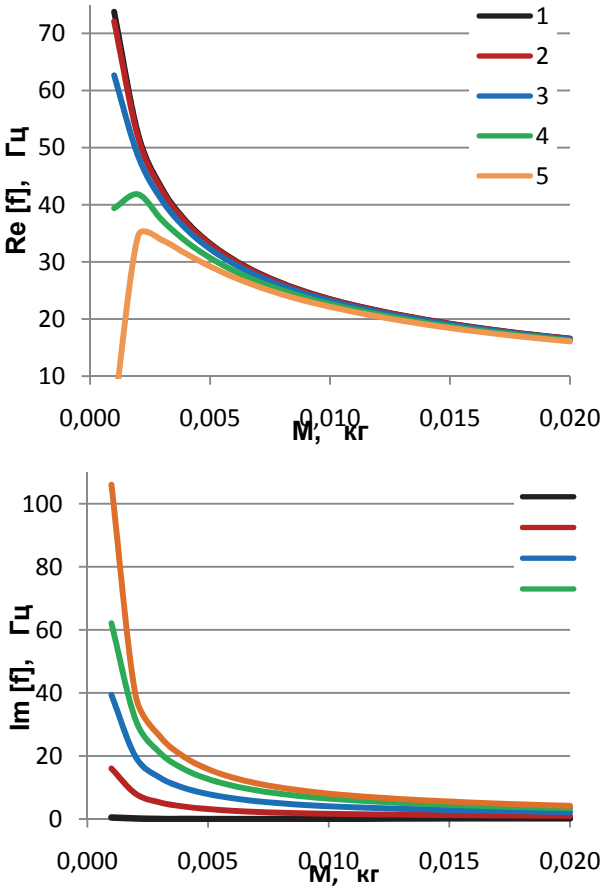


Рисунок 5 – Результат расчёта частоты по формуле (22), как функция массы поршня при различном динамическом трении. Верхний график – вещественная составляющая частоты. Нижний график – мнимая составляющая частоты 1 – динамическое трение отсутствует, 2 – динамическое трение 0.2 Н·с/м, 3 - динамическое трение 0.5 Н·с/м, 4 – динамическое трение 0.8 Н·с/м, 5 – динамическое трение 1.0 Н·с/м.

Список использованных источников

[1] Moldenhauer S. (2013) Analytical model of the pulse tube engine. Energy, pp 1-15

[2] Moldenhauer S., Holtmann C., Stark T., Thess A. (2013) Theoretical and Experimental Investigations of the Pulse Tube Engine. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 5, pp 1-8. DOI: 10.2514/1.T4021

[3] Swift G. W. (2002) Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. Acoust. Soc. Am.

[4] URL: http://physicstoys.narod.ru/page/Termoakystik/termoakystik1.html (дата обращения: 15.11.2013)

[5] URL: http://engine.aviaport.ru/issues/63/page56.html (дата обращения: 27.09.2013)

[6] Воротников Г.В. (2012) Моделирование термоакустического электрогенератора методом четырёхполюсников. Вестн. СГАУ. 3(34). с. 191-199.

[7] Rott N. (1980) Thermoacoustics. Advances in Applied Mechanics. 20, pp. 135–175.

[8] Исакович М.А.(1973) Общая акустика. Наука. 496 с.

TO A QUESTION OF THE PISTON FLUCTUATION IN TEST TUBE

Gennadiy V. Vorotnikov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
vorotnikov.g.v@mail.ru

In the standing-wave thermoacoustic engines waveguide and piston introduce the main contribution to device impedance. Thereby, approximate frequency estimation of the thermoacoustic engine is referred to a problem of the piston fluctuation in test tube. Three different approaches of the main tone frequency estimation for the piston fluctuations in a test tube filled by air are received. The comparison of derived values and some conclusions about reasonability of using these approaches are made..

Key words: *Thermoacoustic; standing-wave thermoacoustic engines; laminar flow engine; free oscillations*

References

[1] Moldenhauer S. (2013) Analytical model of the pulse tube engine. Energy, pp 1-15
[2] Moldenhauer S., Holtmann C., Stark T., Thess A. (2013) Theoretical and Experimental Investigations of the Pulse Tube Engine. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 5, pp 1-8. DOI: 10.2514/1.T4021
[3] Swift G. W. (2002) Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. Acoust. Soc. Am.
[4] Available at: http://physicstoys.narod.ru/page/Termoakystik/termoakystik1.html (accessed 15 November 2013)
[5] Available at: http://engine.aviaport.ru/issues/63/page56.html (accessed 27 September 2013)
[6] Vorotnikov G.V. (2012) The modeling of the thermoacoustic electric generator by quadrupole approximation approach. Vestnik SGAU – Bulletin SSAU. 3(34). pp. 191-199. (in Russian)
[7] Rott N. (1980) Thermoacoustics. Advances in Applied Mechanics. 20, pp. 135–175.
[8] Isakovich M.A. Obshchaya akustika [General acoustics]. Moscow, Nauka publ., 1973. 496 p.

УДК 621.833:519.004

КАСКАДНАЯ ДЕМОДУЛЯЦИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАКСИМУМОВ ШИРОКОПОЛОСНОЙ ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МАШИН

А.Е. Сундуков

ООО «Турбина СК»
Ул. Финская, 96
г. Самара,
Российская Федерация,
443011

Рассматривается каскадная демодуляция с использованием предварительно выделенных максимумов широкополосной вибрации. Показано, что спектр огибающей от максимумов обеспечивает расширение частотного диапазона выделенных модулирующих составляющих и более эффективную идентификацию диагностических признаков дефектов подшипников качения

Ключевые слова: *каскадная демодуляция широкополосная вибрация, роторные машины, диагностические признаки, дефекты, подшипники качения*

Виброакустическая диагностика является наиболее эффективным методом безразборного контроля технического состояния роторных машин [1]. К настоящему времени накоплен широкий арсенал методов выделения из виброакустического сигнала диагностических признаков технического состояния исследуемого объекта. Наибольшее распространение получил метод, основанный на выделении модулирующих составляющих колебательного процесса – спектр огибающей [2]. Основой метода является связь параметров модуляции со степенью развития дефектов. Эффективность метода доказана многочисленными примерами его успешного применения. Для расширения возможностей метода и диагностики сложных машин (например, газотурбинных двигателей) рекомендуется использовать каскадную демодуляцию, то есть многократное повторение процедуры полосовой фильтрации с последующим детектированием сформированного сигнала и получением автоспектра [3]. Это особенно актуально при проявлении одновременно нескольких неисправностей и нелинейного взаимодействия элементов конструкции машин [4]. Оценка степени развития дефекта осуществляется на основе расчёта глубины модуляции m. При анализе модуляции шумовой компоненты m определяется по соотношению[1]

$$m = \left[\left(\frac{S_г^2}{S_ш^2} - 1 \right) \frac{\Delta f_a}{\Delta f_ф} \right]^{1/2},$$

здесь $S_г$, $S_ш$ – соответственно средне - квадратические значения дискретной составляющей спектра огибающей и шума, $\Delta f_ф$, Δf_a – соответственно ширина фильтра, выделяющего узкополосную составляющую, и разрешающая способность спектрального анализа. При демодуляции колебаний в районе некоторой несущей амплитудой A расчёт параметра m ведётся по соотношению [4]

$$m_i = \left[2 (B_i^2 + C_i^2)^{1/2} \right] / A,$$

где B_i , C_i – амплитуды парциальных боковых спектральных составляющих
($B_i \neq C_i$). При $m \leq 10\%$ дефект считается слабым, при $m > 20\%$ - сильным.

Однако, процедура фильтрации процесса узкополосным фильтром (как правило, ширина фильтра равна 1/3 октавы) сужает частотный диапазон, в котором представлены модулирующие составляющие, так как ширина спектра огибающей не может быть больше половины ширины фильтра, выделяющего узкополосный процесс. Например, при регистрации вибрационного процесса до 20 кГц и выделении узкополосного колебания на верхнем крае частотного диапазона уже при двойной демодуляции трудно получить спектр огибающей выше 500 Гц. Это является существенным ограничением метода. Практическое использование такого подхода ограничивается низкооборотными машинами. Для преодоления указанной проблемы приходится регистрировать колебания в ультразвуковом диапазоне частот, что

представляет определенные технические трудности. Кроме того, на высоких частотах происходит интенсивное затухание колебаний при их прохождении по конструкции машины. Поэтому вибродатчик необходимо размещать максимально близко к исследуемому узлу, что не всегда возможно.

Эффективным дополнением спектра огибающей является спектр максимумов [5]. Использование максимумов широкополосной вибрации позволяет расширить возможности каскадной демодуляции, увеличивая исследуемый частотный диапазон. При этом возможны различные комбинации: выделение каждого максимума (окно – 1 для обеспечения максимального частотного диапазона) с последующей фильтрацией, детектированием, выделением огибающей и получением автоспектра, изменение ширины окна (для повышения информативности низкочастотной зоны) с последующим расчётом спектра огибающей. Для иллюстрации данного подхода рассмотрим три примера диагностики технического состояния подшипников качения.

Пример 1.

Анализировались результаты испытания подшипника качения с фторопластовым сепаратором на специальной установке[6]. Периодически (через 5 – 10 мин) в процессе испытаний производилась регистрация вибраций в диапазоне частот до 28000 Гц. Испытания прекращались после двукратного увеличения общего уровня вибрации относительно начального значения.

Появление дефектов в подшипнике качения приводит к генерации колебаний на следующих основных частотах:

- частота вращения сепаратора

$$f_c = 0.5 f_p (1 - \frac{d_{тк}}{d_c} \cos\alpha);$$

- частота перекатывания тел качения по наружному кольцу

$$f_н = 0.5 f_p Z (1 - \frac{d_{тк}}{d_c} \cos\alpha);$$

- частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу

$$f_в = 0.5 f_p Z (1 + \frac{d_{тк}}{d_c} \cos\alpha);$$

- частота вращения тел качения

$$f_{тк} = \frac{d_c}{2 d_{тк}} f_p \left[1 - (\frac{d_c}{d_{тк}})^2 \cos^2\alpha \right].$$

Здесь:

- f_p - частота вращения ротора;
- α - угол контакта тел и дорожек качения;
- Z - число тел качения;
- d_c - диаметр сепаратора (делительной окружности, проходящей через центр тел качения);

$d_{тк}$ - диаметр тел качения.

Исследовался подшипник 8А207Ю13 со следующими параметрами: $\alpha=12^0$, Z=9, d_c=53,5 мм, $d_{тк}$=11,113 мм. Расчёт по представленным соотношениям показал, что соответствующие составляющие представлены в диапазоне до 2000 Гц.

Анализ данных выполнен после 10% наработки от полного цикла испытаний. На рисунке 1 представлен спектр огибающей вибрации подшипника. Как видно из рисунка уверенно идентифицируется только составляющая на частоте вращения ротора.

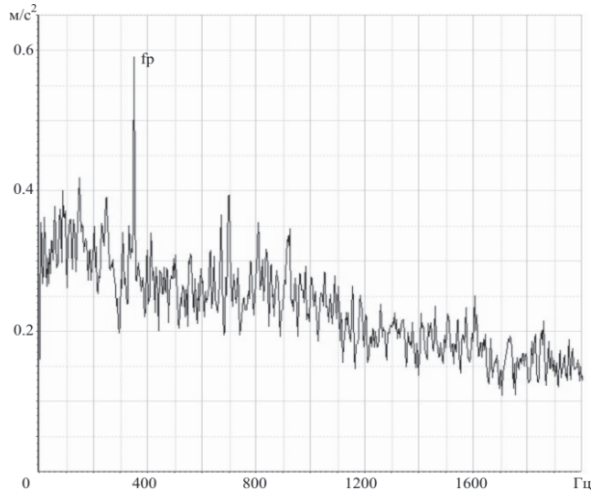


Рисунок 1. Спектр огибающей вибрации подшипника (f_0=24000 Гц, Δfф=23%)

Здесь f_0 – центральная частота фильтра, выделяющего узкополосный процесс.

На спектре максимумов (рисунок 2, окно 1) помимо первой и второй роторных гармоник неярко отмечается составляющая на частоте перекатывания тел качения по наружному кольцу.

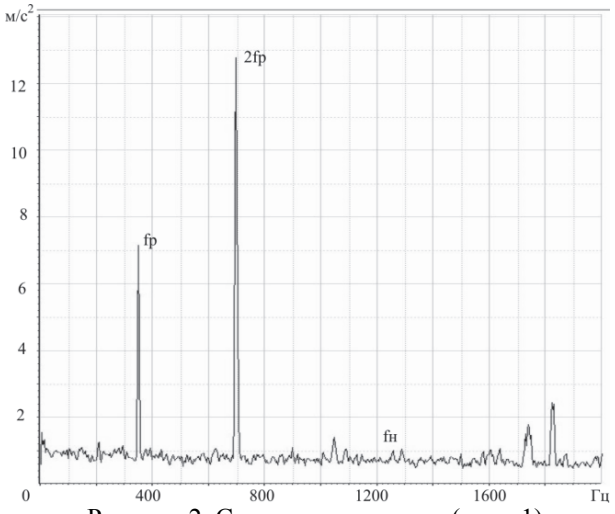


Рисунок 2. Спектр максимумов (окно 1) подшипника качения

На спектре огибающей от максимумов (рисунок 3, окно 1) помимо первых двух роторных гармоник более уверенно идентифицируется составляющая на частоте $f_н$ (глубина модуляции m=6%).

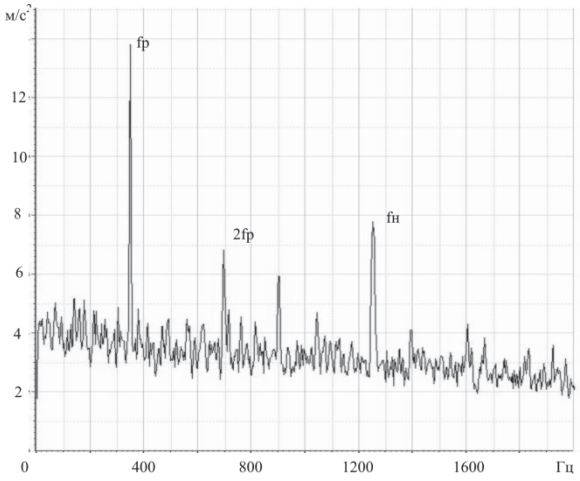


Рисунок 3. Спектр огибающей от максимумов (окно 1) широкополосной вибрации подшипника (f_0=17500 Гц, $\Delta f_ф$=23%)

Уверенное выделение гармоники $f_н$ в спектре огибающей получено только после наработки 20 % от времени испытаний данного подшипника. Дефектация подшипника показала наличие локального дефекта на его наружной обойме.

Пример 2.

В процессе эксплуатации двигателя НК-12 проявился дефект подшипника качения генератора ГС-18М в виде повышенного износа, приводящего к увеличению радиального зазора. Для оценки возможной вибродиагностики данного дефекта была проведена регистрация вибрации генератора при последовательной установке подшипников с тремя значениями радиального зазора. Увеличение радиального зазора диагностируется по нескольким признакам, в том числе по увеличению интенсивности составляющей спектра на частоте $f_нZ/2$ [7]. Параметры подшипника: $\alpha=12^0$, Z=9,d_c=46 мм, $d_{тк}$=9,53 мм.

Анализ автоспектров, спектров огибающей и максимумов не выявил составляющей на вышеуказанной частоте для всех трёх значений радиального зазора в подшипнике. На спектре огибающей от максимумов (рисунок 4) уверенно идентифицируется составляющая на частоте $f_нZ/2$ для случая с максимальным радиальным зазором.



Рисунок 4. Спектр огибающей от максимумов (окно 1) с широкополосной вибрацией подшипника генератора (f_0=16500 Гц , $\Delta f_ф$=23%)

Здесь частота вращения ротора генератора 144 Гц, частота составляющей $f_нZ/2$ равна 648 Гц. Глубина модуляции *m*=7%.

Пример 3.

В процесс работы стендового турбонасосного агрегата (ТНА) были выявлены случаи преждевременного выхода из строя подшипников насоса окислителя. Для возможности диагностики технического состояния подшипников, корпус подшипника 308, установленного в опоре насоса окислителя со стороны турбины, был препарирован вибродатчиками в горизонтальном и вертикальном направлениях. В другой опоре насоса окислителя устанавливался подшипник 305. Корпус последнего не бал препарирован вибродатчиками. Диагностика состояния подшипника 308 уверенно выполнялась с использованием спектров огибающей и

максимумов. Была предпринята попытка диагностики технического состояния подшипника 305 по вибродатчикам, установленным на корпусе подшипника 308. Анализ автоспектра, спектров огибающей и максимумов, каскадной демодуляции при выделении всех максимумов не выявили дефектов подшипника 305. Было выполнено выделение максимумов (окно 9) вибрации с горизонтального датчика на корпусе подшипника 308 с последующим получением спектра огибающей (рисунок 5).

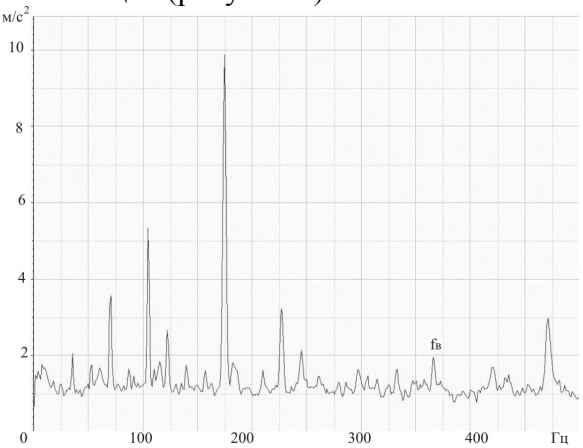


Рисунок 5. Спектр огибающей от максимумов (окно 9) широкополосной вибрации подшипника генератора (f_0=10000 Гц , $\Delta f_ф$=23%)

Представленные данные показывают наличие составляющей $f_в$ (m=5%), указывающее на возможное наличие незначительного дефекта на внутренней обойме подшипника 305. Последующие разборка и дефектация подтвердили высказанное предположение.

Таким образом, показано, что каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации позволяет расширить частотный диапазон выделенных модулирующих составляющих с идентификацией дефекта на более ранней стадии его развития.

Список использованных источников

[1] Неразрушающий контроль: справочник в 7-ми т. / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова. Т. 7, в 2 кн. Кн. 2: Вибодиагностика. М.: Машиностро-ение, 2005. 829с.

[2] Александров А. А., Барков А. В., Баркова Н. А., Шафранский В. А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования. Л.: Судостроение, 1986. 198с.

[3] Научно-технический прогресс в машиностроении. Вып. 25. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Ф. Я. Балицкий, М. Д. Генкин, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков [под ред. К. В. Фролова]. М.: МЦНТИ, 1990. 114 с.

[4] Балицкий Ф. Я., Соколова А. Г., Доламберидзе Г. В. и др.. Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации // Вестник научно-технического развития. № 12(76), 2013. С.3-12.

[5] Сундуков А.Е., Сундуков Е. В. Исследования вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник СГАУ. Часть 1, №2 (10), 2006. С.90- 93.

[6] Сундуков А. Е., Сундуков Е. В. Анализ вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа // Вестник СГАУ. Часть 1, №2 (10), 2006. С.85-89.

[7] Вибрация в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. совет В. Н. Челомей (пред.). Т.5. Измерения и испытания. М.: Машиностроение, 1981.-496с.

CASCADE DEMODULATION WITH THE USE OF THE MAXIMUM BROADBAND VIBRATION ROTARY MACHINE

Alexander E. Sundukov

LLC «Turbina SK»
ul. Finskaya, 96
Samara,
443011,
Russian Federation

We consider the cascade demodulation using was provisionally allocated highs broadband vibration. It is shown that the spectrum of the envelope of the maxima provides an extension of the frequency range dedicated baseband components and more efficient identification of diagnostic signs of defects of rolling bearings.

Key words: *Demodulation cascade broadband vibration, rotary machines, diagnostic features, defects, bearings*

References

[1] Nerazrushayushchiy kontrol: spravochnik v 7-mi t. / F. Ya. Balitskiy, A. V. Barkov, N. A. Barkova. T. 7, v 2 kn. Kn. 2: Vibodiagnostika. M.: Mashinostroeniye, 2005. 829s.
[2] Aleksandrov A. A., Barkov A. V., Barkova N. A., Shafranskiy V. A. Vibratsiya i vibrodiagnostika sudo-vogo elektrooborudovaniya. L.: Sudostroyeniye, 1986. 198s.
[3] Nauchno-tekhnicheskiy progress v mashinostroyenii. Vyp. 25. Sovremennyye metody i sredstva vibratsi-onnoy diagnostiki mashin i konstruktsiy / F. Ya. Balitskiy, M. D. Genkin, M. A. Ivanova, A. G. Sokolova, Ye. I. Khomyakov [pod red. K. V. Frolova]. M. : MTsNTI, 1990. 114 s.
[4] Balitskiy F. Ya., Sokolova A. G., Dolamberidze G. V. i dr.. Diagnostika defektov mashinnogo oborudovaniya v nelineynoy vibrodiagnostike metodom kaskadnoy demodulyatsii vibratsii // Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya. № 12(76), 2013. S.3-12.
[5] Sundukov A.E., Sundukov Ye. V. Issledovaniya vibratsionnogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya v pro-tsesse ikh iznosa. Analiz eksperimentalnykh dannykh na baze spektra maksimumov // Vestnik SGAU. Chast 1, №2 (10), 2006. S.90– 93.
[6] Sundukov A. Ye., Sundukov Ye. V. Analiz vibratsionnogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya v protsesse ikh iznosa // Vestnik SGAU . Chast 1, №2 (10), 2006. S.85-89.
[7] Vibratsiya v tekhnike: spravochnik v 6-ti t. / Red. sovet V. N. Chelomey (pred.). T.5. Izmereniya i ispytaniya. M.: Mashinostroyeniye, 1981.-496s.

УДК 621.373

КОНСТАНТА СКОРОСТИ РЕАКЦИИ ДИМОЛЬНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ СИНГЛЕТНОГО КИСЛОРОДА НА ДЛИНЕ ВОЛНЫ 1.27μм

А.С. Инсапов
М.В. Загидуллин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия
443086
ainlolcat@gmail.com

Методом эмиссионной спектроскопии измерены интенсивности столкновительно-индуцированного излучения синглетного кислорода $O_2(a^1\Delta)$:

$$O_2(a,v=0)+O_2(a,v=0)\rightarrow O_2(X,v=0)+O_2(X,v=0,1)\ (1)$$

и

$$O_2(a)+M\rightarrow O_2(X)+M+h\nu\ (2).$$

По зависимости отношения этих интенсивностей от давления кислорода найдено, что константы скорости (в $см^3\cdot с^{-1}$) процессов (1) и (2) равны соответственно $(1.25\pm0.19)\cdot10^{-19}A_a$, $(2.45\pm0.36)\cdot10^{-16}A_a^{\,2}$ где $A_a(c^{-1})$ – коэффициент Эйнштейна перехода $O_2(a^1\Delta)\rightarrow O_2(X)+h\nu$.

***Ключевые слова**: синглетный кислород; излучение димольное; столкновительно-индуцированное излучение; кислородно-йодный лазер*

1 Введение

Синглетный кислород участвует во многих физических, химических и биологических процессах. Синглетный кислород получается в фото сенсибилизированных процессах, разрядах, реакции хлора со щелочным раствором перекиси водорода, фотолизе озона. Синглетный кислород используется в кислородно-йодных лазерах, участвует в терапии раковых заболеваний, процессах в атмосфере. Комплекс O_4 поглощает порядка 1 % солнечного излучения в видимом и ближних ультрафиолетовом и инфракрасном диапазонах. Изучению синглетного кислорода посвящено множество работ в России и за рубежом. Часто концентрацию молекул $O_2(a)$ определяют по измерению интенсивности излучения:

$$O_2(a) \rightarrow O_2(X) + h\nu(\lambda\approx1.27\mu м). \qquad (1)$$

В частности, для определения концентрации используются германиевые детекторы, сигнал с которых напрямую связывают с концентрацией синглетного кислорода. Известно [1], что столкновительно-индуцированный процесс:

$$O_2(a) + M \leftrightarrow O_2(X) + M + h\nu \qquad (2)$$

также вносит вклад в излучение около длины волны 1.27μм. Поэтому для определения концентрации синглетного кислорода методом эмиссионной спектроскопии необходимо знать константы скоростей СИИ (2). Для СИИ существует обратный процесс столкновительно-индуцированного поглощения (СИП) при котором комплекс из сблизившихся молекул O_2 и M поглощает фотон. Константа скорости k_C для СИИ (2) и сечение интегрального поглощения S для СИП (2) соотносятся между собой как:

$$k_C = g\frac{8\pi c}{\lambda^2}S, \qquad (3)$$

где c−скорость света, g − отношение кратностей вырождения нижнего и верхнего уровней комплекса O_2:M в процессе (2). Таким образом, зная g, можно определить константу k_C, если известно значение S, и наоборот. Считается [1], что в (3) g=3/2. Измерение интегрального сечения СИП (2) проводилось в ряде работ, например в [2,3,4]. Измерения абсолютного значения константы скорости СИИ для M=O_2, насколько нам известно, были проведены только в двух работах [5,6]. В работе [**7**] измерены отношения констант скоростей СИИ (2) для M=Xe, CO_2, Kr, N_2, Ar к константе скорости для M=O_2.

2 Методы исследования

Концентрацию молекул $O_2(a)$ можно определить и по интенсивности СИИ в видимой области спектра:

$$2O_2(a) \rightarrow O_2(X)+O_2(X)+h\nu(\lambda=634\text{нм}); \quad (4)$$

$$2O_2(a) \rightarrow O_2(X)+O_2(X,1)+ h\nu\ (\lambda=703\ \text{нм}) \quad (5),$$

где $O_2(X)$, $O_2(X,1)$ молекулы кислорода в основном электронном состоянии $^3\Sigma$ соответственно на колебательных уровнях v=0 и v=1. Константы скоростей реакции СИИ (4) и (5) зависят от температуры. В данной работе для определения константы скорости реакции СИИ (2) при M=$O_2(X)$ мы используем тот факт, что при постоянной температуре интенсивность излучения процессов (1) и (2) зависит от концентрации $O_2(X)$, тогда как интенсивность излучения процессов (4) и (5) остается без изменений. В исследуемой области температур 290÷310К константы скоростей реакций (4) и (5) можно считать постоянными.

3 Эксперимент

Синглетный кислород производился химическим газогенератором, как описано в [8]. К нему подмешивался кислород в основном состоянии (99.99%). За счет изменения расхода кислорода получалось различное соотношение концентраций синглетного кислорода и кислорода в основном состоянии. Образующийся поток газа поступал в оптико-диагностическую секцию (ОДС) в форме усеченного конуса. Излучение синглетного кислорода наблюдалось вдоль оси канала ОДС бифуркационным оптическим кабелем через торец ОДС. Угловая апертура приемной системы волокно-спектрометр была меньше угла расширения конического канала ОДС. Регистрировалось излучение СИИ (1), (2), (4), (5) и перехода:

$$O_2(b) \rightarrow O_2(X)+ h\nu(762\ \text{нм}), \quad (6)$$

где $O_2(b)$−молекула кислорода во втором электронном−возбужденном состоянии $b^1\Sigma$. Молекулы $O_2(b)$ образуются в реакции:

$$O_2(a)+O_2(a) \rightarrow O_2(b)+O_2(X). \quad (7)$$

В газовом потоке на выходе газогенератора присутствуют молекулы воды, которые в условиях настоящих экспериментов являются основными тушителями молекул $O_2(b)$:

$$O_2(b)+H_2O \rightarrow O_2(a)+H_2O\ . \quad (8)$$

Абсолютная спектральная чувствительность спектрометров была измерена с точностью около 10%, что обусловлено относительной неопределенностью светимости эталонного источника света AvaLight-HAL-CAL (Avantes).

4 Результаты

Эксперименты проводились в диапазоне давлений в ОДС P=2÷35 торр. Температура газа в экспериментах изменялась в пределах 290÷310 К. Температура определялась путем сравнения экспериментального и синтезированного спектров полосы (6). Время экспозиции было 10 с. На основании записей спектрометров рассчитывались полные удельные мощности I_a, I_D, I_b процессов (1) и (2), (3) и (4), (6) соответственно. Согласно (1)-(6):

$$I_a = n_a\left(A_a + k_C n_X\right); \quad (9)$$

$$I_D = k_D n_a^2; \quad (10)$$

$$I_b = A_b n_b, \quad (11)$$

где n_a, n_X, n_b концентрации молекул $O_2(a)$, $O_2(X)$, $O_2(b)$, $A_a=2.19\cdot10^{-4}$ c^{-1} [9], $A_b=8.8\cdot10^{-2}$ c^{-1} [10] – коэффициенты Эйнштейна переходов (1), (6), k_D − суммарная константа скорости димольных излучений (4), (5). Тогда из (9) и (10) получим соотношение:

$$\frac{I_a}{\sqrt{I_D}} = \frac{A_a + k_C n_X}{\sqrt{k_D}}\ . \quad (12)$$

Пренебрегая вкладом СИИ (2) в значение I_a, т.е. полагая в (9) k_C=0, найдем в первом приближении концентрацию молекул $O_2(a)$ $n_{a1} = I_a / A_a$ и концентрацию молекул $O_2(X)$:

$$n_{X1} = \frac{P}{k_B T} - n_{w1} - n_{a1}, \quad (13)$$

где P–полное давление, T–температура в ОДС, k_B- константа Больцмана, n_{w1} - концентрация воды, которая вычислялась по формуле:

$$n_{w1} = \frac{k_7 n_{a1}^2}{k_8 n_b}, \qquad (14)$$

где k_7=4.5·10^{-17} см^3/с[11], k_8=6.7·10^{-12} см^3/с [12] константы скоростей реакций (7) и (8). Было получено, что n_{a1}≈2.5·10^{16} см$^{-3}$, n_{w1}≈4·10^{15} см$^{-3}$.

На Рисунке 1 представлено отношение $I_a / \sqrt{I_D}$ в зависимости от концентрации кислорода, найденной в первом приближении (n_X=n_{X1}).

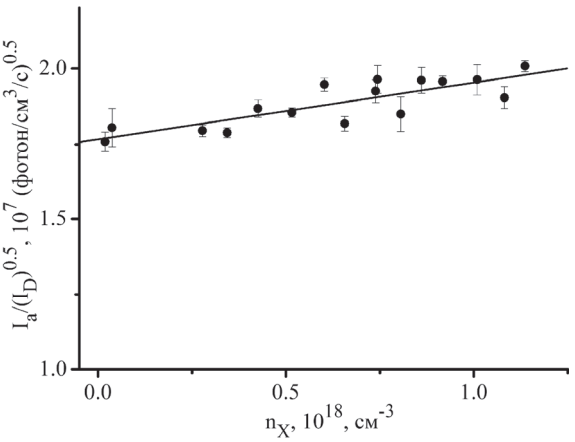


Рисунок 1. Отношение $I_a / \sqrt{I_D}$ в зависимости от концентрации кислорода

Из линейной аппроксимации зависимости получим отношения для констант:

$$k_C/A_a = (1.25 \pm 0.19) \cdot 10^{-19}\ (см^3); \qquad (15)$$

$$k_D/(A_a)^2 = (3.22 \pm 0.48) \cdot 10^{-15} (см^3 \cdot с) \qquad (16)$$

Полагая A_a=2.19·10^{-4} с$^{-1}$, получим

$$k_C = (2.74 \pm 0.4) \cdot 10^{-23}\ см^3 \cdot с^{-1}; \qquad (17)$$

$$k_D = (1.54 \pm 0.23) \cdot 10^{-22}\ см^3 \cdot с^{-1}. \qquad (18)$$

Во втором приближении концентрация O_2(a), H_2O и O_2(X) рассчитывалась аналогично, но со значением k_C=2.74·10^{-23} см^3·с$^{-1}$. В рамках погрешностей значения, полученные после поправки, оказались такими же. Таким образом, значения, полученные по формулам (15) – (18) являются окончательными. Заметим, что в работе [6] отношение k_C/A_a≈1.31·10^{-19}см^3, близкое к значению полученному в нашей работе, было выведено по изменению интеграла спектра полосы 1268 нм от концентрации O_2(X). Величина суммарной константы k_D для процессов СИИ (5), (6) согласуется в рамках погрешности со значением, полученным в работе [13].

5 Заключение

Было найдено значение для константы скорости реакции димольного излучения на длине волны 1.27μм. Полученное значение хорошо согласуется с полученными ранее значениями в работах по димольному поглощению.

Список использованных источников

[1] Badger R. M., Wright A. C., Whitlock R.F. (1965) Absolute Intensities of the Discrete and Continuous Absorption Bands of Oxygen Gas at 1.26 and 1.065 μ and the Radiative Lifetime of the $^1\Delta_g$ State of Oxygen. *J. Chem. Phys.* V. 43. p. 4345.

[2] Vigasin A.A. (1996) On the nature of collision-induced absorption in gaseous homonuclear diatomics. *J. Quant. Spectrosc. Radial. Transfer.* V. 56. № 3. p. 409.

[3] Hermans C., Vandaele A. C., Fally S., Carleer M., Colin R., Coquart B., Jenouvrier A., Merienne M.-F. (2003) Weakly Interacting Molecular Pairs: Unconventional Absorbers of Radiation in the Atmosphere. *NATO Science Series.* V. 27. p. 193.

[4] Mate B., Lugez C., Fraser G. T., Lafferty W. J. (1999) *J. Geophys.Res.* V. 104. p. 30585.

[5] Wildt J., Fink E.H., Biggs P., Wayne R.P. (1989) *Chemical Physics* 139 pp. 401-407.

[6] Wildt J., Fink E.H., Biggs P., Wayne R.P., Vilesov A.F. (1992) *Chemical Physics*. V. 159. p. 127.

[7] Hidemori T., Akai N., Kawai A., Shibuya K. (2012) *J. Phys. Chem.A.* V. 116. p. 2032.

[8] Азязов В.Н., Загидуллин М.В., Николаев В.Д., Свистун М.И., Хватов Н.А. (1994) *Квантовая электроника.* Т. 21. № 2. p. 129.

[9] 20. Newman S.M., Lane I.C., Orr-Ewing A.J., Newhman D.A., Ballard J. (1999) *J.Chem.Phys.* V. 110. № 42. p. 10749.

[10] Long D.A., Havey D.K., Okumura M., Miller C.E., Hodges J.T. (2010) *Jour.Quant.Spect.Rad.Trans.* V. 111. № 14. p. 2021.

[11] Загидуллин М.В, Хватов Н.А., Нягашкин А.Ю. (2011) *Квантовая электроника.* Т.41. p. 135.

[12] Aviles R.G., Muller D.F., Houston P.L. (1980) *Appl.Phys.Lett.* V. 37. p. 358.

[13] Загидуллин М.В. (2011) *Химическая физика.* Т. 30. № 2, p. 3.

Anatoly S. Insapov,
Marsel V. Zagidullin

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
ainlolcat@gmail.com

THE RATE CONSTANTS FOR THE DIMOL EMISSION OF SINGLET OXYGEN AT A WAVELENGTH OF 1.27μm

Intensity of collision induced emission of singlet oxygen $O_2(a^1\Delta)$ was measured by means of emission spectroscopy:

$$O_2(a,v=0)+O_2(a,v=0)\rightarrow O_2(X,v=0)+O_2(X,v=0,1) \quad (1)$$

and

$$O_2(a)+M\rightarrow O_2(X)+M+h\nu \quad (2).$$

Depending on the ratio of these intensities on the oxygen pressure was found that the rate constant ($sm^3 \cdot c^{-1}$) of processes (1) and (2) are, respectively, $(1.25\pm0.19)\cdot10^{-19}A_a$, $(2.45\pm0.36)\cdot10^{-16}\ A_a{}^2$ where $A_a(c^{-1})$ – Einstein coefficient for transition $O_2(a^1\Delta)\rightarrow O_2(X)+h\nu$.

Key words: *Singlet oxygen; dimol emission; collision-induced emission; oxygen-iodine laser*

References

[1] Badger R. M., Wright A. C., Whitlock R.F. (1965) Absolute Intensities of the Discrete and Continuous Absorption Bands of Oxygen Gas at 1.26 and 1.065 μ and the Radiative Lifetime of the $^1\Delta_g$ State of Oxygen. *J. Chem. Phys.* V. 43. p. 4345.

[2] Vigasin A.A. (1996) On the nature of collision-induced absorption in gaseous homonuclear diatomics. *J. Quant. Spectrosc. Radial. Transfer.* V. 56. № 3. p. 409.

[3] Hermans C., Vandaele A. C., Fally S., Carleer M., Colin R., Coquart B., Jenouvrier A., Merienne M.-F. (2003) Weakly Interacting Molecular Pairs: Unconventional Absorbers of Radiation in the Atmosphere. *NATO Science Series.* V. 27. p. 193.

[4] Mate B., Lugez C., Fraser G. T., Lafferty W. J. (1999) *J. Geophys.Res.* V. 104. p. 30585.

[5] Wildt J., Fink E.H., Biggs P., Wayne R.P. (1989) *Chemical Physics* 139 pp. 401-407.

[6] Wildt J., Fink E.H., Biggs P., Wayne R.P., Vilesov A.F. (1992) *Chemical Physics*. V. 159. p. 127.

[7] Hidemori T., Akai N., Kawai A., Shibuya K. (2012) *J. Phys. Chem.A.* V. 116. p. 2032.

[8] Azyazov V.N., Zagidullin M.V., Nikolaev V.D., Svistun M.I., Khvatov N.A. (1994) *Quantum Electronic.* V. 21. № 2. p. 129.

[9] 20. Newman S.M., Lane I.C., Orr-Ewing A.J., Newhman D.A., Ballard J. (1999) *J.Chem.Phys.* V. 110. № 42. p. 10749.

[10] Long D.A., Havey D.K., Okumura M., Miller C.E., Hodges J.T. (2010) *Jour.Quant.Spect.Rad.Trans.* V. 111. № 14. p. 2021.

[11] Zagidullin M.V, Khvatov N.A., Nyagashkin A.Yu. (2011) *Quantum Electronic.* V.41. p. 135.

[12] Aviles R.G., Muller D.F., Houston P.L. (1980) *Appl.Phys.Lett.* V. 37. p. 358.

[13] Zagidullin M.V. (2011) Chemical Physics. V. 30. № 2, p. 3.

УДК 621.396.6.536.248.2.001

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОЙ ПЛЁНКИ ПО ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТЕНКЕ ПЛЕНОЧНОГО ИСПАРЕНИЯ

Н.И. Клюев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)(СГАУ)
Московское шоссе, 34, г. Самара, Российская Федерация, 443086

Рассматривается процесс испарения криогенных жидкостей на плоской вертикальной стенке. Полученные результаты могут быть использованы при моделировании пленочного испарения на плоской вертикальной стенке.

***Ключевые слова**: математическая модель, жидкая пленка, испарение, криогенная жидкость, математическое моделирование*

Современные ракеты носители в качестве топлива используют жидкий кислород и водород. Перед поступлением в камеру сгорания криогенная жидкость проходит процесс газификации. Превращение жидкости в пар осуществляется через её испарение. Рассмотрим установившееся течение испаряющейся жидкой пленки под действием силы тяжести по плоской вертикальной стенке (рисунок 1)

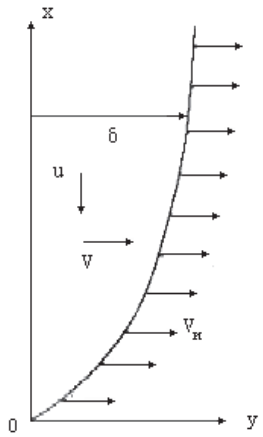


Рисунок 1. Схема течения пленки при испарении: δ- толщина пленки, u,v – компоненты вектора скорости, $v_и$ - скорость испарения массы

Уравнения движения в проекции на оси x и y имеют вид

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=g-\frac{1}{\rho_3}\frac{\partial p_3}{\partial x}+\nu_3\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right), \quad (1)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_3}\frac{\partial p_3}{\partial y}+\nu_3\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \quad (2)$$

уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0\ , \quad (3)$$

где p – давление, ρ – плотность, ν – кинематическая вязкость, g – ускорение свободного падения, индекс «3» - соответствует жидкости.

Очевидно, что толщина пленки δ значительно меньше высоты стенки l, т.е. $l >> \delta$. Выполним оценку порядка величин отдельных слагаемых, входящих в дифференциальные уравнения (1) – (3). Для чего введем безразмерные величины, учитывающие различные масштабы по координатам x и y:

$$\bar{x}=x/l\ ,\quad \bar{y}=y/\delta\ ,\quad \bar{u}=u/u_0\ ,\quad \bar{v}=v/v_0\ ,\quad \bar{p}=p/\rho u_0^2\ , \quad (4)$$

где u_0, v_0 - масштабы скоростей по оси x и y, l - длина участка испарения.

Подставим (4) в уравнение неразрывности (3)

$$\frac{u_0}{l}\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}}+\frac{v_0}{\delta}\frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}}=0\ . \quad (5)$$

Чтобы сохранить оба слагаемых уравнения неразрывности необходимо приравнять их масштабы, откуда $v_0=\frac{\delta}{l}u_0$ и, следовательно, поперечная скорость много меньше продольной $v_0 << u_0$. Анализ масштабов в уравнении (2) показывает, что слагаемое, содержащее градиент давления, на порядок больше остальных слагаемых. Отбрасывая малые величины, получим $\frac{\partial p_3}{\partial y}=0$. С учетом сделанной оценки, запишем систему

уравнений для стекающей пленки по плоской вертикальной стенке

$$\frac{\partial u}{\partial x}u+\frac{\partial u}{\partial y}v=g-\frac{1}{\rho_3}\frac{\partial p_3}{\partial x}+\nu_3\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial p_3}{\partial y}=0\,, \quad \frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0\,. \quad (7)$$

Будем считать поверхность пленки гладкой, при отсутствии межфазного трения. Тогда процесс испарения на вертикальной стенке соответствует течению жидкости с равномерным отсосом массы, и граничные условия задачи будут иметь следующий вид

$$x=0\,, \quad u=v=0\,, \quad (8)$$

$$x>0\,,\ y=0\,, \quad u=v=0\,,$$

$$y=\delta\,, \quad v=v_u\,, \quad \frac{\partial u}{\partial y}=0\,. \quad (9)$$

Воспользуемся равенством давления в поперечном сечении для пленки жидкости и пара ($p_3=p_1$), а также давлением столба пара $p_1=\rho_1 g x$, и найдем $\frac{\partial p_1}{\partial x}=\frac{\partial p_3}{\partial x}=\rho_1 g$, где индекс «1» - соответствует пару.

Тогда уравнение движения перепишется

$$\frac{\partial u}{\partial x}u+\frac{\partial u}{\partial y}v=g\left(1-\frac{\rho_1}{\rho_3}\right)+\nu_3\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right). \quad (10)$$

Объединим (10) с уравнением неразрывности

$$\frac{\partial u^2}{\partial x}+\frac{\partial (uv)}{\partial y}=g\left(1-\frac{\rho_1}{\rho_3}\right)+\nu_3\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right), \quad (11)$$

и выполним осреднение слагаемых, входящих в уравнение (11), по толщине пленки. Для чего проинтегрируем по y от 0 до δ, используя среднее значение продольной скорости $<u>=\frac{1}{\delta}\int_0^{\delta}u(x,y)dy$ и правило Лейбница [1]. Тогда интеграл от первого слагаемого уравнения (11) запишется в виде

$$\int_0^{\delta(x)}\frac{\partial u^2}{\partial x}dy=\frac{\partial}{\partial x}\int_0^{\delta(x)}u^2dy-u^2(x,\delta)\frac{\partial \delta}{\partial x}\,. \quad (12)$$

Поскольку толщина пленки достаточно мала, то силы вязкости будут играть определяющую роль в формировании течения. В этом случае можно принять для продольной скорости квадратичный закон распределения в поперечном сечении пленки и воспользоваться выражением для скорости пленки постоянной толщины, стекающей по плоской вертикальной стенке

$$u(y)=\frac{g(\rho_{l_3}-\rho_3)\delta^2}{\mu_3}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2-\frac{y}{\delta}\right]= \quad (13)$$

$$=3<u>\left[\frac{y}{\delta}-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2\right]$$

Используя (12) и (13), осредненное уравнение движения перепишется в следующем виде

$$\frac{12}{5}\frac{\partial <u>}{\partial x}<u>\delta-\frac{21}{20}<u>^2\frac{\partial \delta}{\partial x}+\frac{3\nu_u<u>}{2}=$$

$$=g\left(1-\frac{\rho_l}{\rho_3}\right)\delta-\frac{3\nu_3<u>}{\delta}+$$

$$+\nu_3\frac{\partial^2(\delta<u>)}{\partial x^2}-\frac{3\nu_3<u>}{2}\frac{\partial^2\delta}{\partial x^2}-3\nu_3\frac{\partial <u>}{\partial x}\frac{\partial \delta}{\partial x}. \quad (14)$$

Проинтегрируем уравнение неразрывности

$$\nu_u=-\delta\frac{d<u>}{dx}+\frac{1}{2}<u>\frac{d\delta}{dx}\,. \quad (15)$$

Система уравнений (14) и (15) описывает течение пленки по плоской вертикальной стенке. Для решения системы требуется знать величины $\frac{d\delta}{dx}$ и $\frac{d<u>}{dx}$ при $x=0$. В нашем случае эти начальные условия неизвестны, поэтому будем искать приближенное решение задачи. Оценки слагаемых уравнения движения (1) показывают, что вклад вязкого члена (для $\delta<<x$) $\nu_3\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ мал и этим членом можно пренебречь. Тогда уравнение (14) примет вид

$$\frac{12}{5}\delta<u>\frac{d<u>}{dx}-\frac{21}{20}<u>^2\frac{d\delta}{dx}+\frac{3\nu_u<u>}{2}=$$
$$=g\left(1-\frac{\rho_1}{\rho_3}\right)\delta-\frac{3\nu_3<u>}{\delta} \quad ,(16)$$

где отсутствуют вторые производные $\frac{d^2\delta}{dx^2}$ и $\frac{d^2<u>}{dx^2}$.

Введем безразмерные переменные

$$\xi=\frac{\nu_u}{\nu_3}\sqrt[3]{\frac{6\nu_3\nu_u}{g(1-\rho_1/\rho_3)}}x\,,\qquad \delta=\frac{\nu_3}{\nu_u}\Delta(\xi),$$
$$<u>=\left(\frac{\nu_3}{\nu_u}\right)^2\frac{g(1-\rho_1/\rho_3)}{3\nu_3}U(\xi). \qquad (17)$$

Интегральное соотношение (14) примет вид

$$16\Delta^2U\frac{dU}{d\xi}-7\Delta U^2\frac{d\Delta}{d\xi}-15\xi^2(\Delta U+2\Delta^2-2U)=0\,.(18)$$

Подстановка безразмерных переменных в уравнение сохранения массы (15) дает второе дифференциальное уравнение

$$2\Delta\frac{dU}{d\xi}-U\frac{d\Delta}{d\xi}-3\xi^2=0\,, \qquad (19)$$

начальные условия задачи

$$\xi=0:\quad U=\Delta=0\,, \qquad (20)$$

Решение системы (18)–(20) выполнялось методом возмущения ($\xi<<1$). Результаты решения для водяной пленки при температуре $t=60^oC$ и скорости испарения $V_u=10^{-5}\,м/с$ представлены на графиках (рисунки 2 и 3) в размерном виде

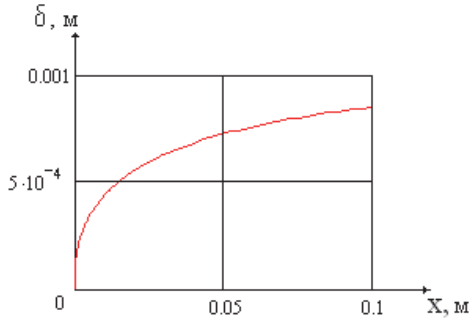


Рисунок 2. Толщина пленки

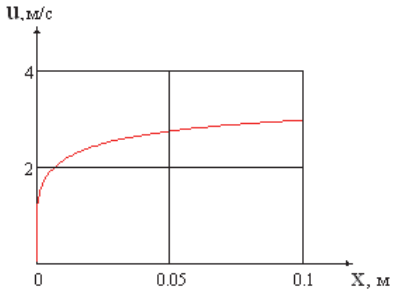


Рисунок 3. Средняя продольная скорость в пленке

Полученный результат может быть использован при моделировании пленочного испарения на плоской вертикальной стенке.

Список использованных источников

1. Клюев Н.И. Течение вязкой жидкости в тонком слое на поверхности плоской пластины / Н.И.Клюев, В.И.Никитин, О.Г.Лагно, Е.А.Ендуткина // Научное обозрение. М., 2013, №9. С.289-292.

MATHEMATICAL MODEL OF LIQUID FILMS DOWN A VERTICAL WALL FILM EVAPORATION

Nikolai I. Klyuev

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation

The process of evaporation of cryogenic liquids on sal-tion of the vertical wall. The results can be is-to use in the simulation of film evaporation on a flat ver-Kalnoy wall.

***Key words**: mathematical model, a liquid film, evaporation, cryogenic liquid, mathematical modeling*

References

1. Kljuev N.I. Techenie vjazkoj zhidkosti v tonkom sloe na poverhnosti ploskoj plastiny / N.I.Kljuev, V.I.Nikitin, O.G.Lagno, E.A.Endutkina // Nauchnoe obozrenie. M., 2013, #9. S.289-292.

УДК 534.6.08

О НОВЫХ ПОДХОДАХ К АКУСТИЧЕСКОМУ МОНИТОРИНГУ И СОСТАВЛЕНИЮ КАРТ ШУМА УРБАНИЗИРОВАННЫХ ТЕРРИТОРИЙ И РЕУЛЬТАТАХ ИХ АПРОБАЦИИ В САМАРСКОЙ ОБЛАСТИ РОССИИ

А.В. Васильев

Самарский государственный
технический университет
Молодогвардейская ул., 244,
г. Самара, Российская Федерация,
443100
avassil62@mail.ru

В настоящее время значительно возросло негативное воздействие различных шума в условиях урбанизированных территорий. Важными мероприятиями по снижению шума являются акустический мониторинг и составление карт шума урбанизированных территорий. Рассмотрены особенности существующих методов мониторинга акустических загрязнений и их недостатки. Предложены новые методы мониторинга с использованием автоматизированной системы, позволяющей осуществлять непрерывные измерения уровней звука и других соответствующих параметров окружающей среды. Предложен новый подход к составлению карт шума. Новые подходы к мониторингу акустических загрязнений апробированы в условиях территории Самарской области России. С использованием результатов проведенных измерений и разработанного программного обеспечения составлены карты акустических загрязнений территории Самарской области.

***Ключевые слова: м**ониторинг; шум; акустическое загрязнение; урбанизированная территория, карта шума; апробация*

1 Введение

В настоящее время значительно возросло воздействие акустического загрязнения окружающей среды, особенно на территории жилой застройки. Интенсивное акустическое воздействие оказывают транспортный шум (прежде всего шум автомобильного транспорта), а также шум при работе промышленных предприятий. Всё более заметными становятся другие источники шума: шум при строительных работах, внутриквартальные источники и др. [1-7].

По некоторым данным, воздействию повышенных уровней шума подвергается каждый второй житель планеты. При этом городской шум имеет тенденцию к росту. Уровень шума в городах возрастает ежегодно в среднем на 0,5-1,0 дБА в год [2]. В России свыше 35 млн. человек подвержено воздействию транспортного шума, превышающего нормативы, а в целом от воздействия повышенного уровня шума страдает более половины населения.

Эффективного снижения уровня шума, излучаемого в окружающую среду, можно достичь только путем реализации комплекса мероприятий. При этом одним из важнейших мероприятий является мониторинг акустического воздействия. Использование существующих методов мониторинга акустического загрязнения не всегда обеспечивает эффективный анализ и прогнозирование шума. В связи с этим крайне актуальной задачей является обеспечение высококачественного акустического мониторинга и составления карт шума урбанизированных территорий [1, 3, 5, 6, 7].

В настоящей статье обсуждаются современные подходы к мониторингу акустических загрязнений урбанизированных территорий и результаты их апробации в условиях Самарской области.

2 Анализ существующих методов мониторинга акустических загрязнений

Проведенный анализ существующих методов и подходов к мониторингу акустического загрязнения окружающей среды позволяет выделить следующие основные этапы мониторинга:

- определение наиболее шумоопасных зон урбанизированной территории;
- расчетные исследования распространения шума по территории жилой застройки с использованием методик расчетов и программы продуктов (например, LIMA, SoundPlan, CadnaA и др.;

- измерения шума в условиях урбанизированных территорий с использованием измерительных приборов (Bruel&Kjaer, 01 dB, SVAN, Октава и др.);
- обработка экспериментальных данных и выдача заключения о соответствии нормативным требованиям;
- построение карт шума;
- разработка мероприятий по снижению воздействия акустических загрязнений.

Можно прийти к выводу, что при использовании существующих методов акустического мониторинга возникают следующие существенные проблемы:

1. Зависимость результатов измерений от условий окружающей среды: метеоусловий (ветер, температура и температурные отклонения, влажность, давление), препятствий в виде барьеров и зданий, поглощения и отражения почвой и атмосферой.
2. Зависимость от расстояния от источника шума.
3. Зависимость конечного результата мониторинга от квалификации персонала, проводящего измерения.
4. На результаты измерений оказывают влияние и создают погрешности другие источники шума.
5. Значительная трудоемкость заключительной обработки результатов измерений.

Использование результатов измерений, выполненных в течение лишь одного дня, приводит к появлению постоянной погрешности, связанной с нетипичностью атмосферных условий и состояния земного покрова. Величина такой погрешности может составлять до 10 дБ. Кроме того, однодневные результаты измерений не соотнесены с одним источником шума и содержат погрешности от других источников. Большую проблему при неавтоматизированном сборе данных представляет обеспечение качества входных данных, так как именно от них во многом зависит точность конечного результата.

Следует также отметить, что подходы к мониторингу шума в России и странах Запада имеют ряд различий [7-10]. В частности, это касается таких существенных моментов, как непрерывность и долгосрочность измерений. Имеется также ряд существенных различий в российских и зарубежных стандартах по оценке шума (например, в России совершенно не нормируется шум в вечерний период – только в дневной и ночной), в методиках проведения измерений и составления карт шума [10].

3 Методика непрерывного мониторинга физических загрязнений урбанизированных территорий

Очевидно Очевидно, что проведение долгосрочного автоматизированного мониторинга позволяет значительно повысить точность результатов измерений и качество обработки измерений шума [5, 6]. Для того, чтобы достичь более глубоких знаний об акустических параметрах обследуемой урбанизированной территории, необходимо собрать большое количество детализированных данных, которые сложно структурировать и анализировать с помощью традиционных методов и систем мониторинга. Благодаря GPRS (или ADSL) –технологиям и сети Интернет, в настоящее время возможны автоматизированный сбор, хранение и публикация результатов измерений в сети Интернет в реальном времени, а также публикация обновляющихся карт шума в соответствии с измеренными уровнями шума.

Особенность предлагаемой автором системы мониторинга - обеспечение автоматизированную круглосуточной регистрации данных результатов измерений уровней шума и других соответствующих параметров окружающей среды возможность проведения измерений в полевых условиях в отсутствии оператора. В состав системы входят:

- Одна или несколько станций мониторинга - шумомер, система электропитания, маршрутизатор и др.;
- Центральный модуль (устройство анализа и хранения данных);
- Канал передачи данных (GPRS/ADSL и Internet).

При помощи шумомера измеряется широкий спектр акустических параметров, включая текущие уровни Lэкв (дБА) и Ln, и выявляются акустические события. Посредством сети Интернет все станции системы непрерывного мониторинга соединены с центральной, в которой осуществляется хранение и анализ полученных данных.

Работа станции мониторинга постоянно синхронизируется при помощи NTP-сервера, благодаря чему возможно сравнение данных, полученных с разных станций. Опционально могут собираться и передаваться в центральный сервер и другие параметры, например, положение GPS, метеоусловия или плотность потока. Все данные, переданные станциями мониторинга, постоянно собираются центральным сервером и сохраняются в системе управления базой данных. Данные измерений в виде графиков и таблиц доступны на странице веб-сайта (рисунок 1).

На рисунке 1 показана страница веб-сайта системы мониторинга, установленной в г. Тольятти, совместно с видеокамерой, что позволяет осуществлять также передачу аудио- и видеоданных [5]. Слева сверху на веб-странице показано местоположение станции, видеоизображение – в центре сверху, а справа сверху публикуется автоматически обновляемая карта шума. Внизу на странице показана сонограмма уровней шума за последние 5 минут. Эти данные отображают шум от главного источника, ближайшего к станции мониторинга.

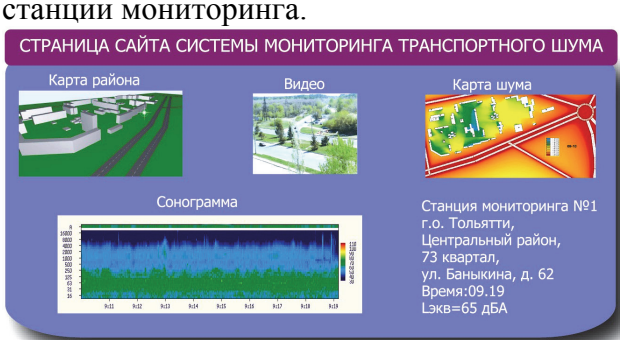


Рисунок 1. Страница веб-сайта системы мониторинга, установленной в г. Тольятти

Установив связь системы с соответствующим программным обеспечением для прогнозирования уровней шума, можно частично изменять рассчитанные ранее карты шума, а также публиковать через заданный временной интервал обновленные шумовые карты территории мониторинга, в соответствии с измеренными уровнями шума. Для этого необходимо выбрать расположение станций мониторинга таким образом, чтобы получать данные, являющиеся характерными для каждого источника шума, присутствующего на исследуемой территории.

Все загруженные с центрального сервера данные обрабатываются при помощи специально разработанного программного обеспечения для составления графиков и диаграммы спектра шума, временных диаграмм звука для каждой полосы частот, сонограмм, а также вычисления почасовых эквивалентных уровней шума.

4 Методика составления динамических карт акустических загрязнений урбанизированных территорий

Составление карт шума и других физических загрязнений селитебной территории является весьма эффективным для последующего прогнозирования и оценки загрязнений. Карта физических загрязнений характеризует состояние загрязнений в населенном пункте (городе) в период ее составления и на перспективу от всех видов физических загрязнений. Она констатирует уровень физических загрязнений в заданных точках селитебной территории города, определяет наиболее загрязненные участки в жилой зоне, позволяет рассчитать ожидаемые уровни физических загрязнений на примагистральной территории и внутри зданий, расположенных на этой территории. Большим достоинством карт физических загрязнений является их наглядность при оценке величин загрязнений в любой из заданных точек селитебной зоны [1, 6].

Главный недостаток существующих карт в том, что они отражают только текущее положение и позволяют лишь определить наиболее загрязненные участки и оценить уровень загрязнений, но не позволяют осуществлять эффективное прогнозирование. В связи с этим предлагается создание карт нового типа, разрабатываемых следующим образом: в определенных точках, расположенных в некоторой опасной с точки зрения уровня физических загрязнений зоне (зонах), накапливаются результаты всех предыдущих измерений уровней загрязнений и выдается заключение о динамике изменения уровней. При этом метод представления результатов может быть различным - видеоуровни, табличное представление, графики и др. (возможно и спектральное представление результатов измерений). Для карт данного ти-

па предложено название: **динамические карты загрязнений** [4, 6]. Сущность их построения заключается в том, что измеренные данные накапливаются в точках, в которых непосредственно проводились измерения, а эти точки показываются на карте. В результате при проведении цикла измерений акустического и других физических загрязнений можно получить графики изменения значений уровней загрязнений, что позволяет осуществлять достаточно точное прогнозирование динамики их изменений. К достоинствам предлагаемого типа карт относится также абсолютная точность значений в данной точке измерений, что позволяет разрабатывать эффективные мероприятия по их снижению.

Под руководством автора осуществлена разработка программного обеспечения «Physic-City-Test» по расчету физических загрязнений внешних источников и составлению динамических карт с использованием принципов объектно-ориентированного визуального программирования на языке C++ Builder. Данный программный продукт предназначен для визуализации и наглядного графического представления данных измерений. Разработаны различные версии программного обеспечения. Для работы с подразделами различных физических загрязнений ("Электромагнитные излучения", "Ионизирующие излучения", "Шум", "вибрация" и др.) используются специальные подпрограммы.

В целом программное обеспечение представляет собой сложный комплекс, который состоит из следующих основных модулей:

1. Модуль ввода и автоматизированной обработки результатов измерений различных физических воздействий. Позволяет осуществлять ввод исходных данных (результатов измерений) и их предварительную обработку.
2. Модуль оценки соответствия проведенных измерений нормам экологического законодательства. Предназначен для выявления точек показатели в которых не соответствуют экологическим нормам.
3. Модуль мониторинга физических воздействий. Необходим для выполнения визуальной работы с картографическим материалом системы. Позволяет просмотреть все точки и результаты измерений. Основной особенностью является возможность построения динамических карт загрязнений.
4. Учебно-научный модуль. Используется в научно-образовательных целях для подготовки специалистов и проведения научных исследований.

Программа строится по модульному принципу, причем каждое физическое загрязнение имеет отдельный модуль. Мониторинг физических загрязнений осуществляется с учетом специфики каждого из загрязнений.

Измерения вводятся в специальную табличную форму. Как правило, измеряются различные показатели одного и того же воздействия, поэтому таблиц для ввода может быть несколько.

После того как измерения введены в базу данных, пользователь может выполнить автоматизированную обработку результатов измерении, нажав на кнопку «Расчет». При этом результат расчета будет сохранен в базу данных.

Структура базы данных спроектирована таким образом, что к одной точке могут быть привязаны различные физические величины. Это позволит впоследствии комплексно оценивать воздействие различных факторов.

Кроме того, в модуль заложены функции ведения справочников базы данных.

На модуль программы «Sound City Test» получено свидетельство об официальной регистрации в Роспатенте.

5 Апробация новых подходов к мониторингу акустических загрязнений в условиях Самарской области

Под руководством автора проведен ряд исследований акустического загрязнения с помощью разработанной системы непрерывного мониторинга, позволяющей выполнять ежесекундный срез данных третьоктавных спектров шума и фиксировать различные акустические характеристики: спектральные, эквивалентные и максимальные значения уровня звука в дБА, уровни звукового давления, интенсивности звука и др. Измерения проводились на основе как российских, так и европейских методик.

В целом результаты исследований уровней звука позволили установить превышение установленных гигиенических нормативов для ряда участков территории Самарской области. Наибольшее число установленных зон превышения шума расположено вблизи транспортных магистралей. Особенно значительные превышения зафиксированы в гг. Самаре и Тольятти.

Также были определены диапазоны колебаний уровней шума для различных периодов измерений и другие параметры.

С использованием результатов проведенных измерений и разработанного программного обеспечения составлены карты акустических загрязнений территории городских округов Самара, Тольятти, Жигулёвск, Сызрань Самарской области.

При составлении карт эквивалентных уровней звука при обследовании зеленым цветом обозначены значения уровней звука в диапазоне до 60 дБА включительно, жёлтым цветом - значения уровней звука в диапазоне от 61 до 65 дБА включительно, красным – свыше 65 дБА.

С использованием построенных карт уровней шума составлен сводный атлас акустического загрязнения территории Самарской области. В качестве примера на рисунке 2 показана карта уровней звука на территории поселка Шлюзовой городского округа Тольятти.

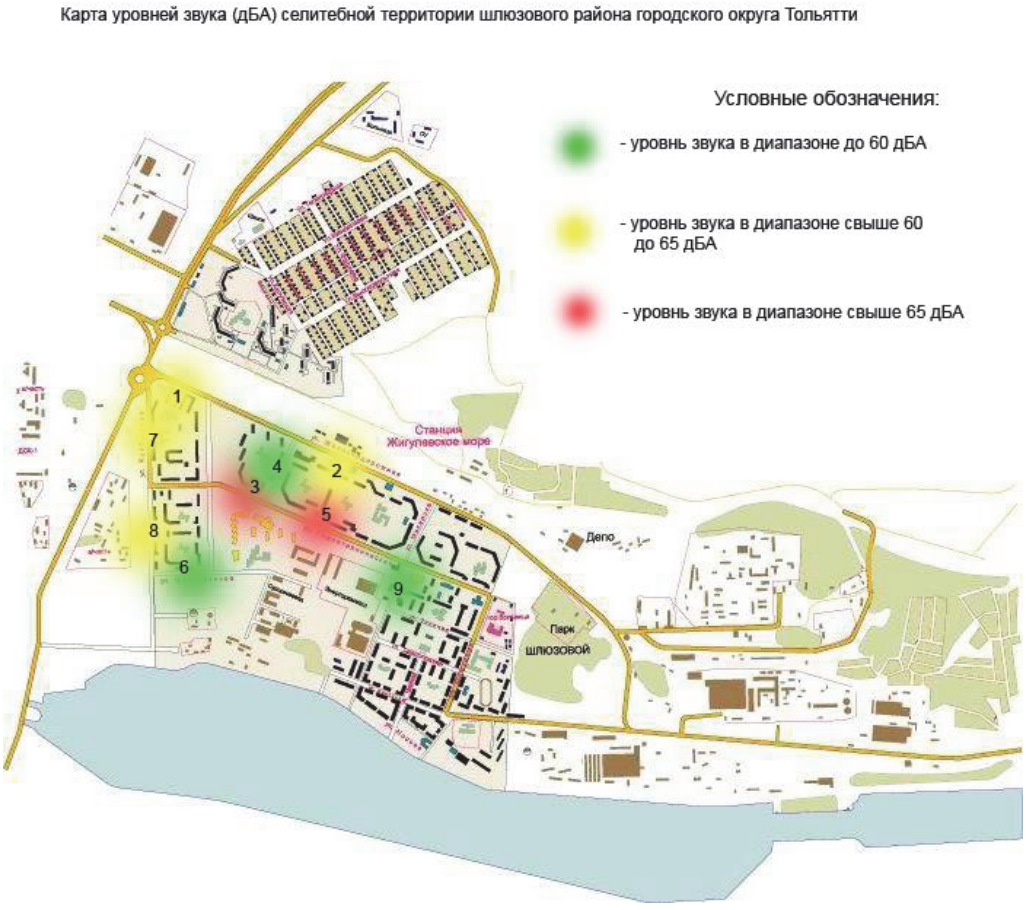


Рисунок 2. Карта уровней звука на территории поселка Шлюзовой городского округа Тольятти

6. Заключение

Предложенные новые подходы к осуществлению акустического мониторинга и составления карт шума имеют ряд преимуществ по сравнению с традиционными методами. Возможность осуществления долгосрочного мониторинга шума в отсутствии

оператора позволяет значительно увеличить эффективность мониторинга. Детализированные данные, которые могут быть собраны, позволяют идентифицировать различные виды источников шума на территории жилой застройки и оценить их интенсивность. Это позволит достичь лучшего понимания исследуемой акустической среды и более эффективно бороться с шумом, превышающим гигиенические требования. Очевидные преимущества предложенных подходов также заключаются в доступности данных исследований в реальном времени из любой точки, где есть Интернет, и в визуализации результатов измерений. Операторы избавляются от рутинной информации (скачивание информации, ее сохранение, составление отчетов и т.д.), что позволяет значительно повысить точность измерений и производительность труда

К достоинствам предложенных динамических карт шума относится высокая точность представления значений шума в данной точке измерений, что в том числе позволяет разрабатывать эффективные мероприятия по снижению шума. При проведении цикла измерений акустического загрязнения можно получить графики изменения значений уровней загрязнения, что позволяет осуществлять достаточно точное прогнозирование динамики его изменений.

Опыт апробации предложенных подходов к мониторингу акустического загрязнения в условиях урбанизированных территорий позволяет сделать выводы:

- Реализация разработанной системы непрерывного мониторинга параметров акустического загрязнения позволяет достичь существенного улучшения качества мониторинга и обеспечить непрерывность процесса мониторинга;
- Полученные результаты могут быть внедрены в природоохранных службах административных учреждений; в научно-исследовательских организациях; в органах экологического надзора, в муниципальных службах и др.

Следует отметить, что результаты проведенных исследований с использованием системы непрерывного мониторинга не только позволяют получить достоверную долгосрочную информацию о характере акустических загрязнений урбанизированных территорий, но и разработать эффективные мероприятия по их снижению. В частности, для снижения воздействия шума автомобильного транспорта на жилые массивы могут быть предложены установка звукопоглощающих экранов, мероприятия режимного характера по ограничению движения грузовых автомобилей и др.

Полученные результаты могут быть применены не только в условиях Самарской области, но для любой другой урбанизированной территории для анализа и прогнозирования уровней акустических загрязнений.

Список использованных источников

1. Васильев А.В. Экологический мониторинг физических загрязнений на территории Самарской области. Снижение воздействия источников загрязнений: монография. Самара, 2009.
2. Васильев А.В. Глобальный экологический кризис и стратегии его предотвращения. Региональные аспекты защиты окружающей среды. Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по экологическим специальностям / А. В. Васильев, Л. А. Перешивайлов. Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2005.
3. Васильев А.В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти // Экология и промышленность России. 2005. № 4. С. 20-23.
4. Васильев А.В., Шевченко Д.П. Моделирование, расчет и мониторинг шума транспортных потоков // Известия Самарского научного центра РАН. 2004. Т. 6. № 2. с. 399-407.
5. Васильев А.В., Алексеева Н.А., Чернилья А. Система мониторинга шума автомобильного транспорта и опыт ее апробации в Тольятти // Безопасность в техносфере. 2009. № 5. С. 12-15.
6. Васильев А.В. Мониторинг физических полей урбанизированных территорий: современные подходы, проблемы, перспективы // Известия Самарского научного центра РАН. 2005. № S1. С. 111-118.
7. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
8. Luzzi S., Vassiliev A.V. A comparison of noise mapping methods in Italian and Russian experiences. В сборнике: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustic 2005. С. 1051-1056.
9. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. С. 3242-3249.
10. Vasilyev A.V., Luzzi S. Recent approaches to road traffic noise monitoring. В сборнике: 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 – Proceedings of the Institute of Acoustics 2009.

ABOUT NEW APPROACHES TO ACOUSTICAL MONITORING AND NOISE MAPPING OF URBAN TERRITORIES AND RESULTS OF IT APPROBATION IN SAMARA REGION OF RUSSIA

Andrey V. Vasilyev

Samara State Technical University
Molodogvardeyskaya Str., 244,
Samara, 443100, Russian Federation
avassil62@mail.ru

For the time being acoustical impact to the living territory is significantly increased. Imported methods of urban noise reduction are acoustical monitoring and noise mapping of urban territories. Important measures allowing to reduce negative noise impact are acoustical monitoring and noise mapping of urban territories. Peculiarities and negative features of existing methods of monitoring of acoustical pollutions are considered. New methods of monitoring with using of automated system are suggested allowing to carry out continuous measurements of noise and of the other parameters of environment. New approach to noise mapping is suggested. New approaches to monitoring of acoustical pollutions are approbated in conditions of urban territory of Samara region of Russia. By using of the results of noise measurements and developed program provision noise maps of urban territory of Samara region have been developed.

Key words: *Monitoring; noise; acoustical pollution; urban territory; noise mapping; approbation*

References

1. Vasilyev A.V. Ecological Monitoring of Physical Pollutions on the Territory of Samara Region. Reduction of Impact of Sources of Physical Pollutions. Book. – Samara, Edition of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia, 2009 (in Russian).

2. Vasilyev A.V. Global Ecological Crisis and Strategies of it Prevention. Regional Issues of Environmental Protection. Book for Students of Ecological Specialities / Vasilyev A.V., Pereshivaylov L.A.; Togliatti State University. Tog-liatti, 2005 (in Russian).

3. Vasilyev A.V. Analysis of Noise Characteristic of Living Area of Togliatti City. Ecology and Industry of Russia, 2005, No 4, pp. 20-23 in Russian).

4. Vasilyev A.V., Shevchenko D.P. Modeling, Calculation and Monitoring of Transport Flows Noise. The Bulleting of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences, 2004. Vol. 6, No2. pp. 399-407 (in Russian).

5. Vasilyev A.V., Alekseeva N.A., Cherniglia A. System of Monitoring of Automobile Transport Noise and Experience of it Approbation in Togliatti City. Safety in Technosphere, Moscow, 2009, No 5, pp. 12-15(in Russian).

6. Vasilyev A.V. Monitoring of Physical Pollutions of Urban Territories: Modern Approaches, Problems, prospects. The Bulleting of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences. 2005. No S1. pp. 111-118 (in Russian).

7. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Foundations of Vibration and Acoustics: book – St.-Petersburg, Polytechnika, 2000. – p. 482 (in Russian).

8. Luzzi S., Vassiliev A.V. A comparison of noise mapping methods in Italian and Russian experiences. Proc. of Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustic 2005. C. 1051-1056.

9. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. Proc. of 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. C. 3242-3249.

10. Vasilyev A.V., Luzzi S. Recent approaches to road traffic noise monitoring. Proc. of 8th European Confe-rence on Noise Control 2009, EURONOISE

УДК 534.21

О НОВЫХ ПОДХОДАХ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ СОЗДАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ С ЗАДАННЫМИ ВИБРАЦИОННЫМИ И АКУСТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

Т.М. Томилина

Институт машиноведения
им.А.А.Благонравова Российской
академии наук
М.Харитоньевский пер, 4,
г. Москва, Российская Федерация,
101990
tatiana@imash.ac.ru

В работе обсуждаются два новых подхода к решению задачи эффективного управления вибрационными и акустическими полями: применение материалов с необычными волновыми свойствами, т.н. метаматериалов, и использование импедансных моделей для анализа вибрационных и акустических свойств сложных конструкций и их проектирования. Приведены примеры применения подходов к решению двух практических задач: к созданию нерассеивающих покрытий и к проектированию конструкций космических научных приборов минимальной массы с заданными виброакустическими свойствами.

***Ключевые слова**: Виброакустические поля; импедансные модели; акустические метаматериалы; конструкции с заданными виброакустическими свойствами*

1 Введение

Новые подходы к решению виброакустических задач становятся все более актуальными в связи с активным «наступлением» технических средств на нашу среду обитания. Традиционные методы защиты от вибраций и шума уже не отвечают повышенным требованиям и часто приводят к экономически нецелесообразным решениям. Идет поиск принципиально новых подходов к решению этой проблемы как в направлении эффективного контроля и управления вибрационными и акустическими полями технических объектов, так и создания конструкций с заданными вибрационными и акустическими свойствами. Наиболее разработанное в этой области новое направление – активные методы и средства.

Активные методы основаны на использовании дополнительных источников вибраций и шума, которые воздействуют на имеющиеся поля (как правило, подавляют). Первый международный конгресс по активным методам состоялся в 1995 году. С тех пор в этом направлении получено много научных результатов, имеются практические реализации, см., например, Handbook of noise and vibration control.NY: J.Wiley&Sons, 2007. Однако стремительное начало исследований к настоящему времени замедлилось из-за проблем с устойчивостью в активных системах и большой массы исполнительных устройств.

В области создания конструкций с заданными виброакустическими свойствами прогресс не такой значительный. Акустические критерии до сих пор не являются равноправными с другими критериями, входящими в требования к изделиям на стадии их разработки и проектирования.

В то же время появилось новое направление, которое может качественно изменить ситуацию – это создание материалов и сред нового типа, в том числе так называемых акустических метаматериалов (АММ) с необычными волновыми свойствами.

АММ не являются природными материалами, это искусственно сконструированные периодические структуры, ячейки периодичности которых выполнены в виде колебательных систем с внутренними степенями свободы. В длинноволновом диапазоне частот (по отношению к размерам ячейки) такие среды ведут себя как непрерывные и в зависимости от внутреннего устройства ячеек могут иметь широкий спектр волновых свойств, в том числе необычных (например, волны с отрицательной фазовой скоростью). Пока имеются только теоретические результаты и отдельные лабораторные эксперименты.

В настоящей статье излагаются результаты исследований, проводимых в ИМАШ РАН, теоретических и экспериментальных, направленных на решение указанных задач, в том числе с помощью АММ.

2 Импедансный метод анализа взаимодействия составных упругих структур

Импедансный метод анализа составных колебательных систем основан на описании взаимодействия подсистем с помощью специальных импедансных характеристик, определенных на границах взаимодействия. Этот метод показал свою эффективность, как в теоретической области, так и в области практической реализации решений [1-6].

Под импедансной характеристикой системы понимается отношение сосредоточенной в точке внешней силы f к скорости отклика системы в этой же, или другой точке. Эта характеристика имеет смысл только для гармонических во времени колебаний линейных систем и является комплексной функцией частоты.

В случае, когда на систему действует N сосредоточенных сил $f(i)$, скорости отклика $v(i)$ в точках приложения сил связаны с ними посредством *матрицы импедансов* Z порядка N, $f=Zv$.

Если внешняя сила непрерывно распределена по площадке S, то для импедансной характеристики вводятся различные виды усреднения в зависимости от задачи. Например, в акустических задачах используется импеданс излучения Z_r поверхности источника S как отношение мощности излучения к квадрату средней скорости на S.

В работе [1] для решения виброакустических задач была введена другая импедансная характеристика, которая определялась как отношение таких распределенных сил $f(s)$ на S, которые вызывают скорость отклика $v(s)$ на S такой же формы, что и $f(s)$: $f_j(S) = Z_j v_j(s)$. По определению эта величина имеет одинаковые значения на S. Такой импеданс Z_j характеризует определенные свойства части поверхности и может быть использован для анализа акусто-упругого взаимодействия подсистем, связанных через контактную поверхность. Соответственно форма отклика $v_j(s)$ называется собственной импедансной формой.

В рамках этих понятий построена матричная импедансная теория акусто-упругого взаимодействия. Получены несколько важных теоретических результатов, на основе которых можно решать задачи создания конструкций с заданными вибрационными и акустическими свойствами [1-4] .

Показано, что для акустической невидимости произвольного тела важна только его поверхностная реакция на внешнее воздействие (поверхностные импедансы) и для придания таких свойств телу может быть использовано покрытие с протяженной реакцией [2, 5].

Определена область допустимых значений для мощностей поглощения и рассеяния пассивных линейно-упругих тел. Для наилучшего поглотителя, наилучшего рассеивателя и нерассеивающего тела получены поверхностные импедансы [2, 6].

Определены импедансные условия глобального резонанса составной упругой структуры [1, 6]

3 Нерассеивающее покрытие

Полученные теоретические результаты позволили разработать импедансную модель пассивного покрытия, которое может придать телу свойство акустической невидимости (стелс-покрытие). В работе [2] предложена схема дискретной поверхностной структуры, аппроксимирующей идеальные импедансные условия (рисунок 1).

Это двояко периодическая дискретная структура, состоящая из ячеек малых волновых размеров. Отдельная ячейка характеризуется импедансом Z_1. Каждая ячейка соединена с четырьмя ячейками, расположенными в непосредственно близости. Связь характеризуется импедансом Z_2: силы взаимодействия между двумя соседними ячейками пропорциональны разности их нормальных скоростей с коэффициентом пропорциональности Z_2. Импедансные характеристики ячеек и импедансы связей выбираются так, чтобы поверхностные импедансы покрытия были равны (или близки) поверхностным импедансам среды, в которой находится тело.

Компьютерные расчеты показали, что даже простейший вариант такого покрытия, уменьшает мощность рассеяния более чем на два порядка в низко- и среднечастотном диапазоне. Представляется, что такое реше-

ние имеет хорошие перспективы практической реализации.

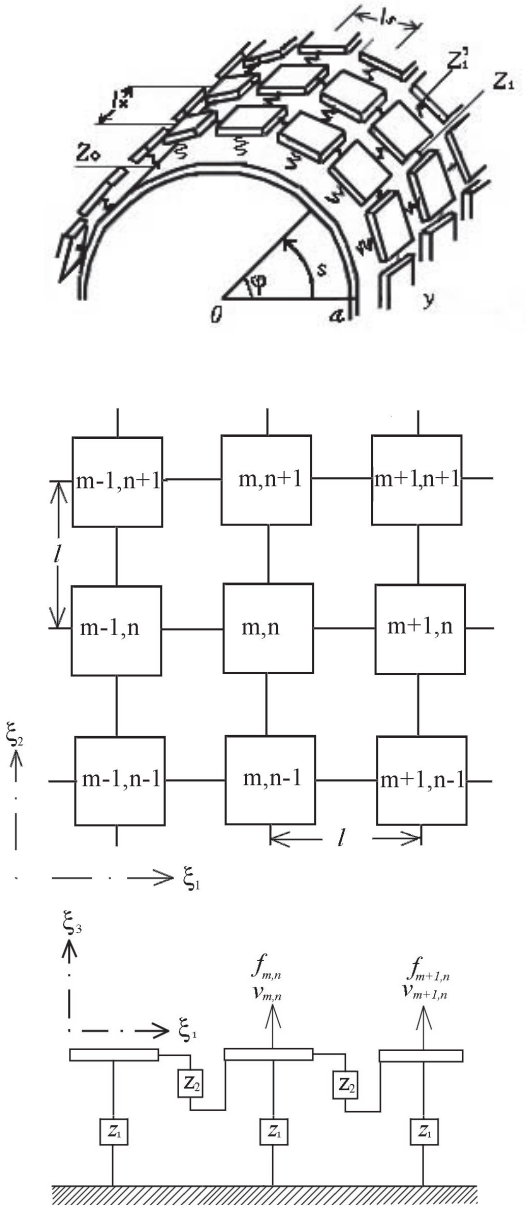


Рисунок 1. Структура и общая схема поверхности с протяженной реакцией:
l – линейный размер ячеек, Z_1 – импеданс ячейки, Z_2 - импеданс связей

4 Конструкции с заданными виброакустическими свойствами

В работах [1, 6] предложен импедансный метод анализа и синтеза составных упругих систем и получены условия для глобального резонанса системы, выраженные через импедансные характеристики подсистем по поверхности контакта. Под глобальным понимается такой резонанс составной системы, при котором энергия колебаний всех подсистем соизмерима. Рассмотрена составная механическая система, состоящая из двух упругих подсистем 1 и 2, взаимодействующих по непрерывной контактной поверхности *S*. Подсистема 1 возбуждается некоторыми вибрационными и/или акустическими источниками, подсистема 2 (без источников) возбуждается через контактную поверхность *S* подсистемой 1. Требуется найти поле в подсистеме 2 и определить при каких условиях в подсистеме 2 образуются минимальные уровни вибраций и какими параметрами можно управлять. Решение получено через импедансные характеристики подсистем, определенные по контактной поверхности *S* (поверхностные импедансы и соответствующие импедансные формы), в матричном виде. Поле колебаний второй подсистемы выражено через характеристики возбуждения и собственные импедансы подсистем. Связность подсистем также определена через импедансные характеристики и сформулированы 3 условия возникновения глобального резонанса в системе. Два из них эквивалентны известным условиям резонанса в линейных механических системах, третье условие определяет уровень связности подсистем, и смысл его состоит в том, что для возникновения глобального резонанса в системе между отдельными подсистемами должна быть сильная волновая связь.

Подавить резонанс на какой-либо частоте можно, нарушив одно из трех условий. Но чувствительным к конструктивным изменения является именно третье условие. Небольшое изменение параметров, например, геометрических, одной из подсистем может заметно уменьшить ее связность с другими подсистемами и, таким образом, снизить амплитуды резонансных колебаний всей системы. Этот эффект лежит в основе предложенного метода создания конструкций с заданными виброакустическими свойствами.

На стадии проектирования конструкции, имея импедансный алгоритм расчета ожидаемых уровней, управляя волновой связностью в расчетной модели конструкции, можно целенаправленно изменять параметры отдельных ее частей и добиваться нужных уровней колебаний в определенном месте.

При этом масса и прочностные параметры конструкции будут меняться незначительно.

Импедансные расчетные модели применялись при разработке конструкций космических научных приборов по заданным вибрационным и массовым критериям, которые прошли наземную отработку и в настоящее время успешно работают в космосе [4].

На рисунке 2 показана конструкция нейтронного детектора ЛЕНД, для которого удалось, используя импедансную модель, на 12% снизить массу конструкции (с 30 до 26 кг) без ухудшения прочностных свойств. В первоначальном варианте, предложенном разработчиками, несущая конструкция представляла собой традиционное для космических изделий решение в виде массивного корпуса с внутренней «начинкой» и не удовлетворяла ограничениям по массе.

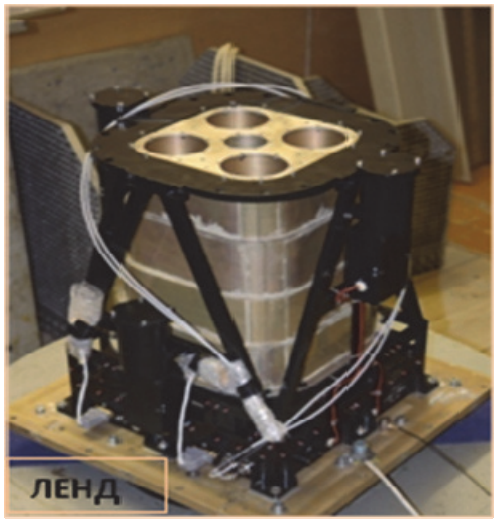


Рисунок 2. Летный образец российского прибора ЛЕНД (нейтронного детектора) для лунного эксперимента ЛРО (запуск 2009г.) с 9-ю детекторами и массивным коллиматором и облегченной несущей конструкцией

Перепроектированная конструкция, оптимизированная по массе, представляет собой легкую ферменную конструкцию с внешними и внутренними детекторами, удобную для наземной отработки прибора (обеспечен простой технологический доступ к электронным платам и возможность снимать массивный коллиматор) и удовлетворяющую прочностным и массовым требованиям проекта. Кроме снижения общей массы прибора, найденное решение перераспределило массу несущей конструкции в пользу измерительных физических устройств.

5 Заключение

Проблема эффективного управления виброакустическими полями по-прежнему остается актуальной, несмотря на значительные результаты, полученные в этой области. Появляются новые источники вибраций и шума, требующие новых решений, в том числе создания материалов и структур с необычными волновыми свойствами и эффективных методов анализа виброакустических свойств конструкций. Результаты исследований, приведенные в данной статье: импедансный метод анализа составных колебательных систем; импедансные покрытия с протяженной реакцией (акустические метаматериалы) могут быть использованы для создания конструкций с заданными вибрационными и акустическими свойствами. Важным является учет акустических критериев на стадии проектирования механических источников наряду с критериями прочности и функциональности.

Работа выполнена при частичной поддержке гранта РФФИ 12-02-00222а

Список использованных источников

[1] Фролов, К.В., Бобровницкий Ю.И., (1996) Взаимодействие вибрации и звука: новый подход. Доклады Академии наук 351 (6), с. 769-772.

[2] Бобровницкий Ю.И., Морозов, К.Д., Томилина Т.М. (2010). Периодическая поверхностная структура с экстремальными акустическими свойствами. Акустический журнал 56 (2), с. 127–131.

[3] Бобровницкий Ю.И. (2006). Импедансная теория рассеяния звука: общие соотношения. Акустический журнал 52 (5), с. 601-606.

[4] Mitrofanov, I.G., Bobrovnitsky, Y.I., Grebennikov, A.S., Tomilina, T.M., et.al. (2010). Lunar Exploration Neutron Detector for the NASA Lunar Reconnaissance Orbiter. Space Science Review 150. pp.183-196.

[5] Бобровницкий Ю.И. (2012) Научные основы акустического стелса. Доклады РАН 442 (1), с. 41-44.

[6] Бобровницкий Ю.И., Томилина, Т.М. (2014) Научные основы создания упругих структур со специальными виброакустическими свойствами. Проблемы машиностроения и надежности машин. №5 (в печати).

NEW APPROACHES TO DESIGN OF STRUCTURES WITH REQUIRED VIBROACOUSTIC PROPERTIES

Tatiana M. Tomilina

Mechanical Engineering Research Institute named after A.A.Blagonravov of the Russian Academy of Science
M.Kharitonyevsky 4, Moscow, 101990, Russian Federation
tatiana@imash.ac.ru

Two approaches to vibroacoustic design of complex structures are discussed. One approach is based on the use of acoustic metamaterials. Another one is based on impedance models for description of substructures, vibroacoustic behavior and analysis of power flows. Examples of application of the approaches to treating two practical problems are given. One problem is the construction of nonscattering coatings, and the other is the design of mechanical structures of space science instruments of minimal mass with prescribed strength and vibroacoustic properties.

Key words: *Vibroacoustic fields; impedance models; acoustic metamaterials; structures with prescribed vibroacoustic properties*

References

[1] Frolov, K.V., Bobrovnitskii Yu.I. Vibration and sound interaction: new approach. *Doklady Akademii nauk*, 1996, v.351 no.6, pp.769-772 (in Russian).

[2] Bobrovnitskii Yu.I., Morozov K.D., Tomilina T.M. A periodic surface structure with extreme acoustic properties. *Acoustical Physics*, 2010, v.56 no. 2, pp. 127-131.

[3] Bobrovnitskii Yu.I. Impedance theory of sound scattering: general relations. *Acoustical Physics*, 2006. v.52, no. 5, pp. 513-517.

[4] Mitrofanov I.G., Bobrovnitsky Y.I., Grebennikov A.S., Tomilina T.M., et.al. Lunar Exploration Neutron Detector for the NASA Lunar Reconnaissance Orbiter. *Space Science Review,* 2010, v.150, pp.183-196.

[5] Bobrovnitskii Yu.I. Scientific principles of acoustic stealth. *Doklady Physics*, 2012, v.57, no.1, pp.18-22.

[6] Bobrovnitskii Y.I., Tomilina T.M. Scientific principles of development of elastic structures with special vibroacoustic properties. *Problemy Mashinostroenia i nadezhnosti mashin - Problems of Machinery Manufacture and Reliability*, 2014, no. 5 (in Russian, in press).

УДК 629.7

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА МР

Г.В. Лазуткин
А.Е. Ермаков
Д.П. Давыдов
К.В. Бояров

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)
(СГАУ)
Московское шоссе, 34, г. Самара, Российская Федерация, 443086
lazutkin.gennadij@mail.ru
fdla@ssau.ru
dpdavydov@yandex.ru
konst90@gmail.com

В работе предлагается метод расчета оптимальных плотностей материала МР при осевом и радиально-осевом прессовании, основанный на детерминистской модели уплотнения (упаковки) витков спиралей. Он учитывает особенности основных этапов производства: от предзаготовок до прессовок изделий. Метод позволяет в зависимости от геометрических параметров спиралей установить диапазоны возможного изменения плотностей предзаготовки, заготовки, начальной плотности прессовки, плотности МР в прессовке, в том числе при переходе от "упругого" состояния к пластическому и пр. Подход к материалу МР как к квазисплошной среде с учетом детерминистской модели уплотнения витков спиралей позволили получить основное уравнение прессования волокновых тел с учетом сил внешнего трения, а также выработать основные принципы создания технологических процессов изготовления изделий из МР. Показано, что уравнение прессования содержит два этапа и описывается в классе кусочно-непрерывных степенных функций: на первом этапе показатель степени при $\overline{\rho}_к$ равен 2,68, на втором - 3,59.

Ключевые слова: *Материал МР, технологические параметры, модель упаковки, прессование, заготовки, плотность*

BASIC PRINCIPLES OF PRODUCTS FORMATION FROM WIRE MATERIAL MR

Gennadiy V. Lazutrin
Aleksandr I. Ermakov
Danila P. Davydov
Konstantin V. Boyarov

Samara State Aerospace (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
lazutkin.gennadij@mail.ru
fdla@ssau.ru
dpdavydov@yandex.ru
konst90@gmail.com

This paper proposes a method for calculating the optimum density material MR during axial and axial-radial pressing based on the deterministic model compression (packing) spiral coils. It considers features of main stages manufacturing: from pre-blanks to pressed products. The method allows, depending on the geometric parameters of spirals set range of possible changes pre-blanks or blanks densities, pressing the initial density, the density of MR in the pressed product, including the transition from the "elastic" state to a plastic, etc. Approach to the material MR as a quasi-solid medium with the inclusion the deterministic model seal spiral coils it possible to obtain the basic equation of fiber bodies compaction with external friction forces and to develop the basic principles of manufacturing processes of products from MR.. It is shown that the pressing equation contains two stages and is described in the class of piecewise continuous power functions: the first stage of the exponent of the $\overline{\rho}_к$ equal to 2.68, on the second - 3.59.

Key words: *Wire materials, vibration isolators, structural damping system, mechanical characteristics, calculation methods, design*

УДК 621.514

ПРИМЕНЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПВРД

И.М. Верещагин
Ш.А. Пиралишвили

Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьёва
ул. Пушкина, д. 53,
г. Рыбинск, Российская Федерация
152934
ivan_ver89@mail.ru

Работа посвящена применению акустических эффектов для повышения эффективности работы прямоточных воздушно-реактивных двигателей (ПВРД). Рассмотрены различные методы стабилизации пламени, выявлены наиболее эффективные из них. При применении вихревой системы генерации акустических колебаний в камере сгорания наблюдается увеличение пределов стабильного горения и удельных тяговых характеристик двигателя. Появляется возможность управления рабочим процессом, что ведет к увеличению полноты сгорания и сокращению протяженности зоны горения.

Ключевые слова: *акустические эффекты, прямоточный воздушно-реактивный двигатель, стабилизации пламени, тяговые характеристики*

Применение прямоточных воздушно-реактивных двигателей (ПВРД) для авиации обусловлено стабильностью работы на различных высотах полёта, высокой манёвренностью, а так же простотой конструкции по сравнению с ГТД. Одной из главных задач при проектировании ПВРД является система стабилизации пламени, оказывающая существенное влияние на стабильность работы всего двигателя.

Наиболее распространёнными методами стабилизации являются: V-образный желоб, за которым образуется зона обратных токов, поджигающая свежую топливно-воздушную смесь; высоковольтная электрическая дуга; поперечно к основному потоку вдуваемые струи. Отмеченные способы обладают рядом недостатков, основные из них: большие гидравлические потери, сказывающихся на тяговых характеристиках двигателя; малая надёжность; высокие тепловые нагрузки на элементы камеры сгорания, а также отсутствие возможности управления рабочим процессом.

Последние исследования в области стабилизации пламени в потоке показывают, что наибольшим потенциалом обладает стабилизация с помощью акустических колебаний (на ультра- и трансзвуковом уровнях).

С точки зрения конструктивной простоты, наиболее приемлемым способом генерации акустических колебаний является использование закрученных потоков [1]. Согласно расчётным и экспериментальным данным по исследованию вихревого эффекта, в процессе работы формируются сложные, когерентные вихревые структуры (КВС), имеющие нестационарный характер. Они возникают на границе разделения вихрей и вызвано это сравнительно большими сдвиговыми скоростями потенциального и вынужденного вихря в направлении осевой координаты. Генерация КВС и их движение приводит к возникновению акустических пульсаций, расположенных в диапазоне от 10 до 16 кГц [1].

При применении вихревой системы генерации акустических колебаний в камере сгорания наблюдается увеличение пределов стабильного горения и удельных тяговых характеристик двигателя. Кроме того появляется возможность управления рабочим процессом, а интенсификация процессов ведет к увеличению полноты сгорания и сокращению протяженности зоны горения.

Список использованных источников

1. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. М.: ООО «Научтехлитиздат». 2012. 342 с.

APPLICATION OF ACOUSTIC EFFECTS TO ENLARGE PERFORMANCE RAMJET ENGINES

Ivan M. Vereshchagin
Shota A. Piralishvili

Rybinsk State Aviation Technical University
Pushkina st, 53, Rybinsk, 152934, Russian Federation
ivan_ver89@mail.ru

The work focuses on the application of acoustic effects to improve the efficiency of ramjet engines (ramjet). Various methods of flame stabilization, revealed the most effective of them. In the application of the vortex system of acoustic oscillations in the combustion chamber of an increase in the limits of stable combustion and the specific characteristics of the traction motor. It becomes possible to manage workflow, which leads to an increase in combustion efficiency and reduce the length of the combustion zone.

Key words: *acoustic effects, ramjet engine, flame stabilization, traction characteristic-sticks*

References

1. Piralishvili Sh.A. Vixrevoj e'ffekt. Fizicheskoe yavlenie, e'ksperiment, teoreticheskoe modelirovanie. M.: OOO «Nauchtexlitizdat». 2012. 342 s.

УДК 532.1

ПРОБЛЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УГЛЕВОДОРОДОВ В ОБЛАСТИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

С.Н. Редников
К.В. Найгерт

Южно-Уральский
государственный университет,
пр. Ленина, 76
г. Челябинск,
Российская Федерация,
454080
srednikov@mail.ru

Рассматриваются характерные особенности вязкостных характеристик жидкостей, при проведении замеров их вязкости в ротационных вискозиметрах. Описываются основные физические явления, протекающие в образцах технических жидкостей, под воздействием на них внешних силовых полей. Проводится оценка полученных результатов измерений и их погрешностей. Дается описание типичных инструментальных погрешностей измерений для ротационных вискозиметров и устанавливается влияния различных факторов, как внешних, так и внутренних, на величину данной погрешности. Рассматривается влияние режимов работы измерительной системы на энергетические процессы системы и на результаты измерений. Описанная методика дает возможность учесть ряд факторов, оказывающих влияние на реологические свойства исследуемой среды и повысить достоверность результатов измерений полученных при применении для определения динамической вязкости ротационных вискозиметров.

Ключевые слова: *вязкость, ротационный вискозиметр, измерительная система Серле, неньютоновские жидкости, пограничный слой, дисперсность системы, кинетическая энергия жидкости, провал вязкости, диссипативные силы, коэффициент диффузии, время релаксации анизотропии.*

1 Введение

Одной из тенденций в развитии современных средств виброгашения и гидравлических амортизаторов является использование гидравлических жидкостей при высоких до 200 МПа давлениях, кроме того находят всё большее применение рабочие жидкости с зависимостью вязкости от интенсивности магнитного поля и жидкости меняющие вязкость под действием электрического тока. Эти тенденции делают актуальными работы по изучению теплогидравлических свойств углеводородов при воздействии гидростатического давления свыше 100 МПа.

2 Методы экспериментального исследования

Для исследования углеводородов был применён ротационный вискозиметр высокого давления. Ротационный метод заключается в помещении жидкости в малый зазор между двумя телами, для сдвига исследуемой среды. Условно конструкцию ротационного вискозиметра можно разделить на несколько модулей: источник давления до 150 МПа; мультипликатор давления, позволяющий увеличить давление до 600 МПА; модуль измерения высокого давления; модуль стабилизации температурного режима; модуль измерения вязкости. В качестве измерительного блока применён вискозиметр с контролируемым напряжением сдвига. В вискозиметрах с контролируемым напряжением и измерительной системой Серле, задаётся мощностная характеристика приводного движителя и контролируется угол поворота подвижного тела (цилиндра). Крутящий момент передается непосредственно на вал ротора, жёстко соединённого с подвижным телом. Измерение скорости вращения внутреннего тела (угла его поворота) позволяет определять скорость сдвига, а крутящий момент – напряжение сдвига. Такая система обеспечивает возможность снятия вязкостной характеристики во всём диапазоне скоростей сдвига.

3 Результаты исследования

Для поддержания постоянной температуры ротор вискозиметра останавливался после замера каждой точки (рисунок 1). Данная характеристика использовалась для тарировки.

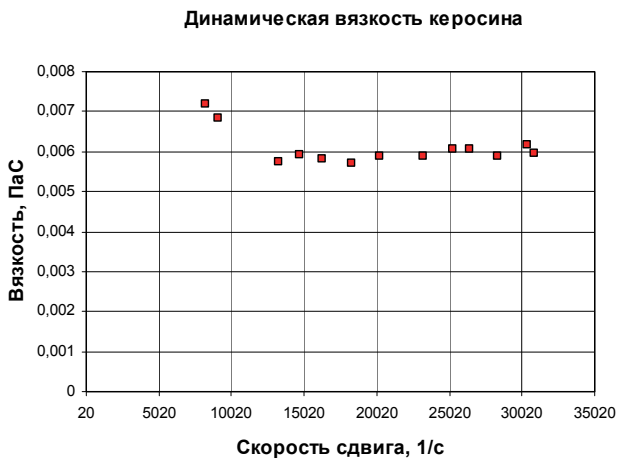


Рисунок 1. Кривая вязкости керосина при постоянной температуре 23,4 ^{O}C и атмосферном давлении

График «Релаксация» (рисунок 2) показывает кривую вязкости сразу после резкого сброса давления с 200 МПа до атмосферного.

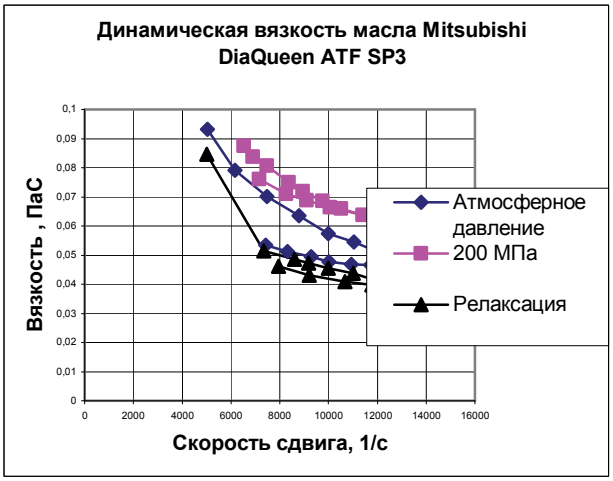


Рисунок 2. Кривые вязкости полусинтетического масла Mitsubishi DiaQueen ATF SP3 при начальной температуре 24,0 ^{O}C

На приведённых выше кривых вязкости для различных масел видно, что ветви кривой, построенные при увеличении и при уменьшении скорости сдвига, не совпадают. Причиной этого является нагрев исследуемой жидкости при неизбежном рассеянии тепла в ней во время проведения испытаний. Причём с ростом скорости сдвига эти эффекты усиливаются. Оценить влияние нагрева от поднятия давления, а эффекты нагружения гидростатическим давлением будут сопровождаться изменением температурных полей, можно по изменению внешних тепловых полей прибора. Кроме того авторы работ [1] указывают на наличие нелинейной зависимости вязкости углеводородов от температур в зоне фазовых переходов в области низких температур. Для выявления характера влияния тепловыделения в измерительной ячейке при атмосферном давлении помещена термопара. Применение этого метода при исследовании вязкостных характеристик при нагружении высоким давлением неприемлемо вследствие изменения электродвижущей силы термопары [2].

При экспериментах связанных с исследованиями жидкостей при высоких давлениях использовался метод контроля внешних тепловых полей для определения повышения температуры рабочей среды. Расчет температуры исследуемой жидкости в камере высокого давления осуществляется опираясь на результаты замеров температурных полей наружной поверхности аппарата. Процесс теплообмена рассматривался как процесс передачи теплоты через многослойную стенку из материала с известной теплопроводностью при граничных условиях, характеризуемых постоянным коэффициентом теплоотдачи в окружающую среду и изменяющейся температурой исследуемой среды внутри аппарата. Зная коэффициент теплопроводности материала корпуса, его зависимость от давления, начальное распределение температур в установке, геометрию аппарата, можно определить значение температуры самой жидкости в любой момент времени.

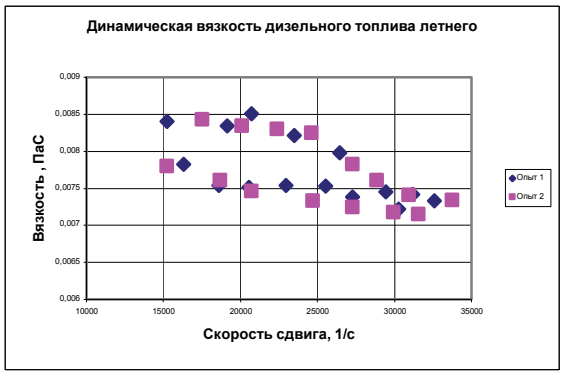


Рисунок 3. Кривая вязкости летнего дизельного топлива при начальной температуре 24,0 ^{O}C и атмосферном давлении.

По результатам измерений построен график, приведённый на рисунке 4. Также была построена зависимость «вязкость-время» при постоянной потребляемой мощности, чтобы более наглядно продемонстрировать эффект нагрева жидкости.

Измерения для графика «Опыт 2» проведены через 10 минут после окончания измерений для графика «Опыт 1».

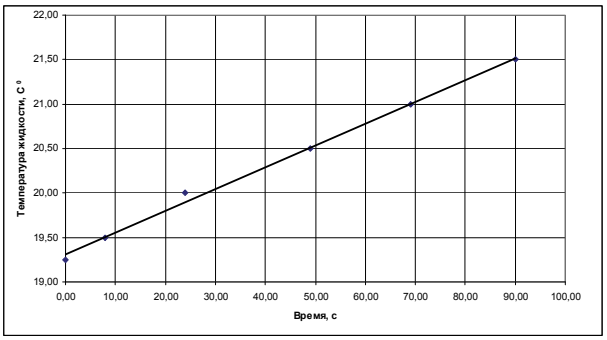


Рисунок 4. Зависимость температуры исследуемой жидкости от времени при постоянной потребляемой мощности

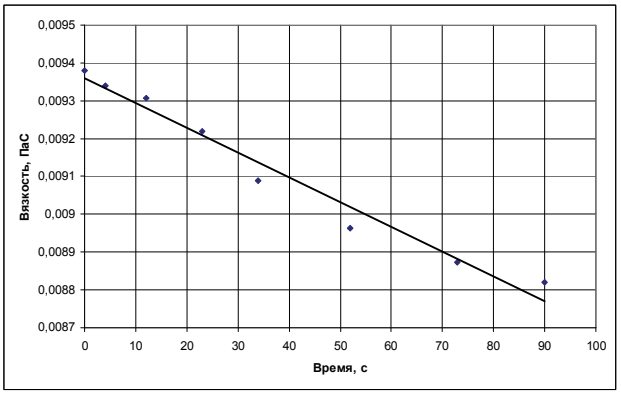


Рисунок 5. Зависимость вязкости исследуемой жидкости от времени при постоянной потребляемой вискозиметром мощности

В смесях углеводородов, в как и в расплавах полимеров цепочки молекул присадок переплетаются достаточно сильно для того, чтобы значительно затормозить движение молекул базового вещества. Это свойство полимерных молекул именуется межмолекулярной ориентацией, причём форма цепочек присадок, особенно в пристеночных слоях и на удалении от стенки может быть разной. Большинство исследователей пренебрегали этой особенностью, считая, что в таких жидкостях рассматриваются «идеальные» полимерные цепочки – значит, что конфигурация их расположения подчиняется гауссову распределению [3]. Это обусловлено тем, что эффект «исключенного объёма», нивелируется большим количеством окружающих цепочек. Вторая особенность, наиболее часто отмечаемая исследователями, которая присутствует в концентрированных растворах полимеров - отсутствие гидродинамических взаимодействий. Эксперименты [4] показали, что гидродинамические взаимодействия в подобных жидкостях также нивелируются большим числом молекул полимеров в жидкости, таким образом, воздействие, оказанное на один конец полимерной цепочки, не влечет за собой оказания воздействия на другую часть цепочки. Это абсолютно верно только в том случае, если температура смеси углеводородов значительно выше температуры кристаллизации (стеклования) входящих в смесь фракций. В случае движения раствора с температурой начала движения равной температуре фазового перехода составляющих наблюдается повышение температуры в пристеночной области канала [4], сопровождаемое падением локальной вязкости, в том числе и за счёт изменения степени «спутанности молекул». Главной особенностью углеводородов является то, что движение полимерной цепочки обусловлено ее «перепутанностью» с другими цепочками. Влияние спутанности молекул полимеров на релаксацию отдельно взятой цепи проиллюстрировано на рисунке 5, причём полностью объяснить релаксационные эффекты только повышением температуры в зазоре не удаётся.

Воздействуя гидростатическим давлением на жидкость, с заданием закона нагружения, структура вещества может быть переведена в стеклообразное состояние при комнатных и даже повышенных температурах. Стоит учесть, что температура механического стеклования располагается выше, температуры структурного стеклования и зависит от режима механического нагружения. В режиме высоких скоростей и частот нагружения, температура механического стеклования выше, по сравнению с режимом низких скоростей и частот нагружения, поэтому температуру структурного стеклования вещества можно рассматривать, как предель-

ное значение температуры механического стеклования, соответствующее бесконечно медленному нагружению и не учитывать влияния локального снижения вязкости в пристеночных областях здесь нельзя.

4 Заключение

Проведенные экспериментальные исследования показали, что приведенный метод коррекции вязкости за счёт локального нагрева, применим только при небольших изменениях температуры, не более 3 ^{o}C и, соответственно, небольших изменениях вязкости. При большем нагреве зависимости «время - температура» и «вязкость – температура» могут проявлять значительную нелинейность и результат обработки будет значительно искажён.

Список использованных источников

[1] Шрамм Г. Основы практической реологии и реометрии. М: КолосС, 2003. 305 с.
[2] Циклис Д.С. Техника физико-химических исследований при высоких и сверх высоких давлениях. 4 изд. М.: Наука, 1976. 432 с.
[3] Бибик Е.Е. Реология дисперсных систем. Л: Изд-во. Ленингр. ун-та, 1981. 172 с.
[4] Ельцов С.В. Физическая и коллоидная химия. Харьков, 2005. 240 с.

PROBLEMS OF DEFINITION VISCOSITY CHARACTERISTICS OF HYDROCARBONS IN THE FIELD OF HIGH PRESSURES

Sergey N. Rednikoff
Katharina V. Naigert

South Ural State University
76, Lenin Av., Chelyabinsk,
454080, Russian Federation
srednikov@mail.ru

This article discusses the characteristics of the viscosity of liquids, during the measurement of viscosity using rotary viscometers.Describes the basic physical phenomena occurring in the samples fluids under the influence on them of external force fields. Authors give the calibration curve rotational viscometer high pressure, an evaluation of the results of measurements and their errors.Examines the impact of modes of measurement system for energy systems and processes the measurement results. The described technique allows to take into account a number of factors that influence the rheological properties of the investigated medium and increase the reliability of the measurement results obtained by applying to determine the dynamic viscosity of rotational viscometers.

Key words: *viscosity, rotational viscometer, the measuring system Serle, non-Newtonian fluids, boundary layer, dispersion system, the kinetic energy of the fluid, the viscosity of the failure, the dissipative forces, the diffusion coefficient, the anisotropy relaxation time.*

References

[1] Schramm G. Fundamentals of practical rheology and rheometry. M: ColosC, 2003. 305 p.
[2] Tsiklis D.S. Engineering Physics - Chemical Research in high and ultra high pressure. 4th Edition. M: Nauka, 1976. 432 p.
[3] Bibik E.E. Rheology of Dispersed Systems. L.: Leningrad University Publishing, 1981. 172 p.
[4] Elcev S.V. Physical and Colloid Chemistry. Kharkov, 2005. 240 p.

УДК 517.9: 530.1

Д.И. Завершинский

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
dimanzav@mail.ru

Н.Е. Молевич,
Д.С. Рящиков

Самарский филиал Физического института им. П.Н. Лебедева РАН
ул. Ново-Садовая 221, г. Самара,
Российская Федерация, 443011
nonna.molevich@mail.ru
dima294661861@yandex.ru

СТРУКТУРА АКУСТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ В ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩЕЙ СРЕДЕ

Данная работа направлена на описание возможных волновых структур в газовых и плазменных средах с источником тепловыделения, зависящим от температуры и плотности. Среды подобного типа имеют как естественную природу, так и могут быть получены в лабораторных условиях. Ранее для газовых сред было показано, что наличие изоэнтропической тепловой неустойчивости может привести к формированию серии автоволновых импульсов. В данной работе будут описаны различия в структуре автоволновых возмущений, возникающих в газовых тепловыделяющих средах и плазменных тепловыделяющих средах, с учетом влияния внешнего магнитного поля. Исследование проводилось с помощью полной системы уравнений гидродинамики и магнитной гидродинамики для сред с учетом тепловыделения. На основе решений полученных с точностью до величин второго порядка малости нелинейных уравнений, были определены параметры волновых структур в среде.

***Ключевые слова**: Тепловыделение; структура волн; плазменные среды; автоволновой импульс;*

1 Введение

Последние годы достаточно большой интерес вызывают задачи исследования структуры акустических и магнитоакустических волн в тепловыделяющих средах. Сильный интерес к данной проблематике связан с исследованием в первую очередь природных сред, таких как межзвёздных облаков, магнитосферы планет (в частности магнитосфера Земли), магнитосферы звезд (в частности корона Солнца) и многих других. Кроме того подобные среды являются рабочими средами перспективных образцов термоядерных реакторов, в которых нагрев и удержание плазмы осуществляется магнитным полем.

Существует ряд аналогий между явлениями в плазме токамаков и межзвездных средах. Например, грануляция фотосферы Солнца, солнечные пятна и протуберанцы представляют собой результат сложного движения плазмы в атмосфере Солнца, и в этом движении плазма проявляет себя просто как сплошная проводящая среда. Турбулентное движение такого типа, близкого к турбулентности жидкости, называется магнитогидродинамической турбулентностью. Она наблюдается как в космической плазме, так и в лабораторных условиях, например при удержании высокотемпературной плазмы магнитным полем, если при этом не обеспечены условия устойчивости плазмы. Кроме того, обоим типам сред присущи тепловые неустойчивости, влияние которых связывают с такими явлениями как: радиационный коллапс, приводящий к пробою , MARFE (multifaceted asymmetric radiations from the edge), образование волокнистой структуры межзвездных облаков и многими другими.

В данной работе было проведено исследование влияния изоэтропической (акустической) тепловой неустойчивости на динамику волн в газовой и плазменной тепловыделяющей среде.

2 Теоретические исследования

Исследование структуры волн газовых сред проводилось с помощью базовых систем уравнений газодинамики и магнитной гидродинамики.

Основная система газодинамических уравнений, описывающих процессы в неравновесных средах с источником тепловыделения, зависящего от температуры и плотности, состоит из уравнения непрерывности, уравнения движения, уравнения переноса тепла и уравнения состояния. В векторной форме в пренебрежении диссипативными процессами она имеет следующий вид (1) – (5),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\rho\vec{V} = 0 \qquad (1)$$

$$\rho\frac{dV}{dt} = -\nabla P \qquad (2)$$

$$C_{V\infty}\frac{dT}{dt} - \frac{k_Б}{m}\cdot\frac{T}{\rho}\cdot\frac{d\rho}{dt} = -\Im(\rho,T) \qquad (3)$$

$$P = \frac{k_Б\cdot T\cdot\rho}{m} \qquad (4)$$

$$\Im(\rho,T) = I(\rho,T) - Q(\rho,T) \qquad (5)$$

Основная система магнитогазодинамических уравнений несколько отличается от основной системы газодинамических уравнений. Система магнитогидродинамических уравнений должна быть дополнена уравнением индукции магнитного поля (6) и законом Гаусса для магнитного поля (7). Уравнение движения (8) должно быть изменено с учетом влияния магнитного поля

$$\frac{\partial\vec{B}}{\partial t} = rot\left[\vec{V}\times\vec{B}\right] \qquad (6)$$

$$div\vec{B} = 0 \qquad (7)$$

$$\rho\frac{d\vec{V}}{dt} = -\nabla P + \frac{1}{4\pi}\cdot rot\left[\vec{B}\right]\times\vec{B} \qquad (8)$$

В работе считалось, что вектор стационарного магнитного поля находится в плоскости x, z, т.е.

$$\vec{B}_0 = B_0\cdot\sin\alpha\cdot\vec{x}_0 + B_0\cdot\cos\alpha\cdot\vec{z}_0 ,$$

где B_0 - абсолютное значение длины вектора индукции магнитного поля, α - угол наклона между магнитным полем и осью z, $\vec{x}_0, \vec{z}_0$ - единичные вектора. В работе рассматривались волны, распространяющиеся вдоль оси z. Зависимостями от x и y пренебрегалось $(\partial/\partial x = \partial/\partial y = 0)$. Плазменная среда считалась полностью ионизованной.

С помощью теории возмущений на основе системы (1)-(5) было получено нелинейное акустическое уравнение[1], описывающее динамику слабых возмущений в среде. В безразмерном виде, в автомодельных переменных $\xi = (x - c_\infty t)/c_\infty\tau_0$, $y = \varepsilon t/\tau_0$ уравнение выглядит следующим образом

$$\left(\frac{\partial\tilde{\rho}}{\partial y} + \frac{\overline{\Psi}_\infty}{2}\frac{\partial\tilde{\rho}^2}{\partial\xi}\right)_\xi - \frac{C_{V0}}{C_{V\infty}}\left(\frac{\partial\tilde{\rho}}{\partial y} + \frac{\overline{\Omega}}{2}\frac{\partial\tilde{\rho}}{\partial\varsigma} + \frac{\overline{\Psi}_0}{2}\frac{\partial\tilde{\rho}^2}{\partial\varsigma}\right) = 0 \qquad (9)$$

Здесь использованы следующие обозначения для высокочастотного (10) и низкочастотного (11) коэффициента нелинейности.

$$\overline{\Psi}_\infty = \frac{\gamma_\infty + 1}{2}, \qquad (10)$$

$$\overline{\Psi}_0 = \frac{2\gamma_0 - 1}{\gamma_\infty} - \frac{1}{T_0\Im_{0T}}\left[\frac{T_0^2\Im_{0TT}(\gamma_0 - 1)^2}{2\gamma_\infty}\right] - \frac{1}{T_0\Im_{0T}}\left[\frac{\rho_0^2\Im_{0\rho\rho}}{2\gamma_\infty} + \frac{T_0\,\rho_0\Im_{0\rho T}(\gamma_0 - 1)}{\gamma_\infty}\right] \qquad (11)$$

также

$$\overline{\Omega} = \frac{c_0^2 - c_\infty^2}{c_\infty^2}, \Im_{0TT} = \left(\frac{\partial^2\Im}{\partial T^2}\right)_{\rho_0,T_0},$$

$$\Im_{0\rho T} = \left(\frac{\partial^2\Im}{\partial\rho\partial T}\right)_{\rho_0,T_0}, \Im_{0\rho\rho} = \left(\frac{\partial^2\Im}{\partial\rho^2}\right)_{\rho=\rho_0,T=T_0},$$

$$c_\infty = \sqrt{\frac{c_{P\infty}k_BT_0}{mc_{V\infty}}}, c_0 = \sqrt{\frac{c_{P0}k_BT_0}{mc_{V0}}}. \tau_0 = \frac{k_B\cdot T_0}{m\cdot Q_0}$$

В (9) - (11) $C_{P\infty} = C_{V\infty} + k_B / m$, $C_{V0} = k_B T_0 \Im_{0T} / m\Gamma_0$, $C_{P0} = k_B (T_0 \Im_{0T} - \rho_0 \Im_{0\rho}) / m\Gamma_0$, $\Im_{0T} = (\partial \Im / \partial T)_{\rho_0, T_0}$, $\Im_{0\rho} = (\partial \Im / \partial \rho)_{\rho_0, T_0}$. Величины C_{V0}, C_{P0} это низкочастотные теплоемкости при постоянном объеме и давлении. Величины c_∞, c_0 это так называемые высокочастотная и низкочастотная скорости звука, τ_0 - характерное время нагрева, Q_0 – стационарное значение мощности нагрева

Аналогичным образом с помощью теории возмущений было получено нелинейное магнитоакустическое уравнение [2] (12) для быстрых и медленных магнитоакустических волн в безразмерном виде в автомодельных координатах $\varsigma = (z - c_{\infty f,s} t) / c_{\infty f,s} \tau_0$, $\mathrm{Y} = \varepsilon t / \tau_0$.

Коэффициенты нелинейности в этом случае имеют более громоздкий вид (13), (14).

$$\left(\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \mathrm{Y}} + \frac{\Psi_\infty}{2} \frac{\partial \tilde{\rho}^2}{\partial \varsigma} \right)_\varsigma - \frac{C_{V0}}{C_{V\infty}} \left(\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \mathrm{Y}} + \frac{\Omega}{4} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \varsigma} + \frac{\Psi_0}{2} \frac{\partial \tilde{\rho}^2}{\partial \varsigma} \right) = 0 \quad (12)$$

$$\Psi_\infty = \frac{c_\infty^2 (\gamma_\infty + 1)(c_{\infty f,s}^2 - c_a^2 \cos^2 \alpha)}{2 c_{\infty f,s}^2 (2 c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2 - c_a^2)} + \frac{3(c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2)}{2(2 c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2 - c_a^2)}, \quad (13)$$

$$\Psi_0 = \frac{c_0^2 (2\gamma_0 - 1)(c_{\infty f,s}^2 - c_{az}^2)}{c_{\infty f,s}^2 \gamma_0 (2 c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2 - c_a^2)} + \frac{3(c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2)}{2(2 c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2 - c_a^2)} - \frac{c_0^2 (c_{\infty f,s}^2 - c_{az}^2)}{2 c_{\infty f,s}^2 \gamma_0 \Im_{0T} (2 c_{\infty f,s}^2 - c_\infty^2 - c_a^2)} \times \left[\Im_{0TT} (\gamma_0 - 1)^2 + \Im_{0\rho\rho} + 2\Im_{0\rho T} (\gamma_0 - 1) \right] ; \quad (14)$$

$$\Omega = \frac{\left(c_{0f,s}^2 - c_{\infty f,s}^2 \right)}{c_{\infty f,s}^2} \left(1 \pm \frac{c_\infty^2 - c_a^2 \cos 2\alpha}{\sqrt{c_\infty^4 + c_a^4 - 2 c_\infty^2 c_a^2 \cos 2\alpha}} \right) \quad (15)$$

$$c_{0f,s}^2 = 0.5(c_0^2 + c_a^2 \pm \sqrt{c_0^4 + c_a^4 - 2 c_0^2 c_a^2 \cos 2\alpha} \quad (16)$$

$$c_{\infty f,s}^2 = 0.5(c_\infty^2 + c_a^2 \pm \sqrt{c_\infty^4 + c_a^4 - 2 c_\infty^2 c_a^2 \cos 2\alpha}), \quad (17)$$

Здесь $c_{0f,s}, c_{\infty f,s}$ -низкочастотная и высокочастотная скорости магнитоакустических волн, индексы *f,s* соответствуют быстрой (знак “+” в (15)- (17)) и медленной (знак “-“) магнитоакустическим волнам, c_a - скорость альфвеновских волн.

В случае если в среде выполнено условие изоэнтропической неустойчивости [3] (18), в среде реализуется положительная обратная связь и акустическое возмущение усиливается в среде

$$\left| \Im_{0\rho} / (\gamma_\infty - 1) + \Im_{0T} \right| < 0, \quad (18)$$

Рассмотрим решение на примере уравнения (12). При условии (18) , уравнения (9), (12) имеют автомодельное решение в виде сильно асимметричного импульса. Для удобства записи решения взяты коэффициенты уравнения (12)

$$\tilde{\rho}(z) = \begin{cases} \rho_p \exp[(\mathrm{Z} - \mathrm{Z}_0) C_{V0} \Psi_0 / 2\Psi_\infty C_{V\infty}] & \mathrm{Z} \le \mathrm{Z}_0 \\ 0 & \mathrm{Z} > \mathrm{Z}_0 \end{cases}, \quad (19)$$

Импульс распространяется со скоростью $w = w_p = \Omega \Psi_\infty / 2(2\Psi_\infty - \Psi_0)$ и имеет разрывной фронт и экспоненциальный спад возмущения за фронтом. $\mathrm{Z} = \varsigma - w\mathrm{Y}$, точка Z_0 соответствует положению фронта. Как показано в [4], учет конечной вязкостно-теплопроводностной диссипации приводит к соответствующему конечному сглаживанию переднего фронта. Амплитуда импульса $\rho_p = \Omega / (2\Psi_\infty - \Psi_0)$.

Далее проведем сравнение структуры акустической волны и магнитоакустической волны в том случае если вектор магнитного поля перпендикулярен направлению распространения волны (в этом случае в среде распространяется только быстрая магнитоакустическая волна). Для удобства в качестве показателя величины магнитного поля мы будем использовать параметр бета плазмы,

указывающее отношение давления плазмы к магнитному давлению. Случай бета равный бесконечности описывает распространение чисто акустической волны. Для наглядности в качестве базовой модели источника тепловыделения мы использовали простейшие степенные функции для задания обобщенной функции тепловыделения

$$\Im(\rho,T)=\rho^{a1}T^{b1}-\rho^{a2}T^{b2};\quad a1:=0.38;\,b1:=-0.2;\,a2:=0.1;\,b2:=0.1, \tag{20}$$

При заданном таким образом источнике тепловыделения, в среде выполняется условие акустической (изоэнтропической неустойчивости), изобарической и изохорической неустойчивости. Структура автоволнового импульса для акустической волны ($\beta=\infty$) и магнитоакустических волн ($\beta=2,\ \beta=0.5$), распространяющихся перпендикулярно магнитному полю, показан на рисунке 1. Как можно видеть, наличие внешнего магнитного поля уменьшает амплитуду, но при этом увеличивает его размер. Чем больше магнитное поле, тем меньше амплитуда и больше длина импульса.

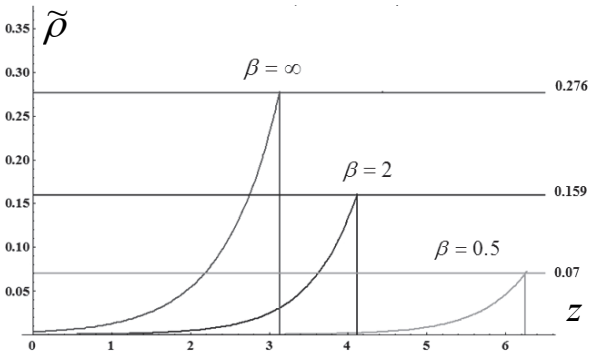


Рисунок 1. Структура автоволнового импульса.

3 Заключение

В работе описаны нелинейные уравнения, описывающие динамику слабых возмущений в среде. Для описанных уравнений представленное аналитическое решение, позволяющее определить структуру автоволновых возмущений распространяющихся в газовых и плазменных средах с тепловой неустойчивостью. Показано, что внешнее магнитное поле не способствует усилению акустических возмущений при условии акустической неустойчивости.

Работа частично поддержана Минобрнауки РФ, государственное задание на выполнение работ на 2012-2014 годы, проекты 608, 102, 1451, грантами РФФИ 13-01-97001 р_поволжье_а, 14-02-97030р_поволжье_а, НИР №ГР 01201156352, Стипендией Президента РФ для молодых ученых и аспирантов, осуществляющих перспективные научные исследования и разработки по приоритетным направлениям модернизации российской экономики 2013-2015 года и грантом РНФ 14-22-00111.

Список использованных источников

[1] D. I. Zavershinsky, N.E. Molevich (2013) A magnetoacoustic autowave pulse in a heat-releasing ionized gaseous medium. *Technical Physics Letters* 39 (8)-pp. 676-67. DOI: 10.1134/S1063785013080130

[2] Molevich, N.E., Zavershinsky, D.I.,. Galimov, R.N., Makaryan V.G. (2011) Traveling self-sustained structures in interstellar clouds with the isentropic instability 334 (1) pp. 35-44. DOI: 10.1007/s10509-011-0683-0

[3] Field G.B. (1965) Thermal Instability. Astrophys. J. 142, pp. 531 DOI:10.1086/148317

[4] Makaryan V.G., Molevich N.E. (2007) J. Plasma Sourc. Sci. Techn.. 16. (1). pp. 124-131. DOI: 10.1088/0963-0252/16/1/017

Dmitriy I. Zavershinskiy

Samara State Aerospace University
Moskovskoe shosse, 34, Samara,
443086, Russian Federation
dimanzav@mail.ru

Nonna E. Molevich
Dmitriy S. Ryashchikov

P.N. Lebedev Physical Institute
RAS, Samara branch,
Novo-Sadovaya st. 221, Samara,
443011, Russian Federation
nonna.molevich@mail.ru
dima294661861@yandex.ru

STRUCTURE OF ACOUSTIC PERTURBATIONS IN HEAT-RELEASING MEDIUM

This paper is focused on describing of probable wave structures in gaseous and plasma medium with energy source depended on temperature and density. These kind of media can be found in natural and laboratory condition. Previously it has been shown, that isentropic instability presence can result in formation of autowave pulses sequence. In this paper we will show differences in autowave perturbation structures. The cases of gaseous heat-releasing medium and plasma heat-releasing medium with regard for influence of magnetic field will be considered. In our investigation we have used full equation system of hydrodynamics and magnetohydrodynamics for medium with heat-release. The autowave structure parameters have been defined by the use of nonlinear equations obtained up to quantities of the second order of smallness.

Key words: *Heat-release; wave structure; plasma medium; autowave pulse;*

References

[1] D. I. Zavershinsky, N.E. Molevich (2013) A magnetoacoustic autowave pulse in a heat-releasing ionized gaseous medium. *Technical Physics Letters* 39 (8)- pp. 676-67. DOI: 10.1134/S1063785013080130

[2] Molevich, N.E., Zavershinsky, D.I.,. Galimov, R.N., Makaryan V.G. (2011) Traveling self-sustained structures in interstellar clouds with the isentropic instability 334 (1) pp. 35-44. DOI: 10.1007/s10509-011-0683-0

[3] Field G.B. (1965) Thermal Instability. Astrophys. J. 142, pp. 531 DOI:10.1086/148317

[4] Makaryan V.G., Molevich N.E. (2007) J. Plasma Sourc. Sci. Techn.. 16. (1). pp. 124-131. DOI: 10.1088/0963-0252/16/1/017

УДК 629. 78. 064

СТРУКТУРА ВИБРАЦИОННО-КАВЕРНОЗНЫХ ПУЗЫРЕЙ

Ю. С. Левкин

Тольяттинский государственный университет
Белорусская ул., 14,
г. Тольятти, Самарская область,
Российская Федерация
445667
pe@tltsu.ru

В настоящей работе рассматриваются физико-динамические процессы, происходящие с пробковым двухфазным потоком при вибрационных воздействиях на её структуру. Установлено, что высокочастотные колебания при значительных вибрационных ускорениях изменяют первоначальную структуру.

Ключевые слова: *жидкая фаза, газообразная фаза, двухфазный поток, кавернозные пузыри, вибрационные импульсы, пробковая структура.*

Одним из вибрационных аналогов пробкового режима получена структура вибрационно-кавернозных пузырей. Как и все предыдущие, эта структура получена экспериментально на той же установке при прочих равных параметрах, при которых были получены, ранее известные структуры изначально пробковой структуры, но только при значительно более высоких частотных характеристиках и близких к технически разрешённым вибрационным ускорениям стационарного вибрационного стенда ДЭВС – 200А [1]. Применяемые вибрационные параметры встречаются в авиационной промышленности.

Режим вибрационных - кавернозных пузырей физически можно сравнить с импульсным дроблением пузырьковой газовой фазы “иглами”, толщина которых, зависит от частоты вибрации. Чем больше абсолютная величина частоты вибрационной волны, тем тоньше посылается вибрационные импульсы, с помощью которых осуществляется бомбардировка пузырей газообразной фазы. Сила, с которой вибрационные волны внедряются в пузыри, зависит от вибрационных ускорений.

Результаты эксперимента сведены таблицу 1, которые характеризуется высокочастотной структурой вибрационно-кавернозных пузырей.

Таблица 1. Режим вибрационно-кавернозных пузырей

$f_в$ (Гц)	80	90	100	150	200	300	400
$n_в$ (g)	6≥	7≥	8≥	9≥	11≥	14≥	19≥

По таблице 1 строим график зависимости вибрационных ускорений от частоты вибрации для режима вибрационных кавернозных пузырей (рисунок 1).

Высокочастотные колебания бомбардируют пузыри вибрационными импульсами длины волн, которых тем меньше, чем выше частота вибрации. Пузыри газовой фазы не могут быть разрушены от таких воздействий, т.к. они хоть и подвергаются воздействию вибрации, но целостность свою не теряют из-за внутрифазного давления жидкой фазы. Вибрационное воздействие сводится лишь к мелкой кавернозной деформации (рисунок 2).

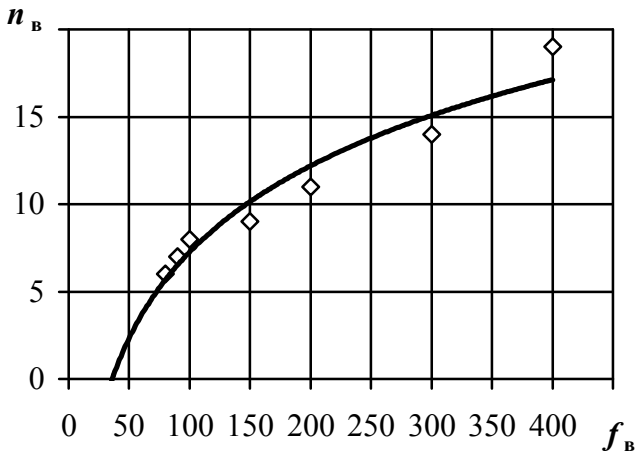


Рисунок 1. Зависимость вибрационных ускорений от частоты вибрации для режима вибрационных - кавернозных пузырей

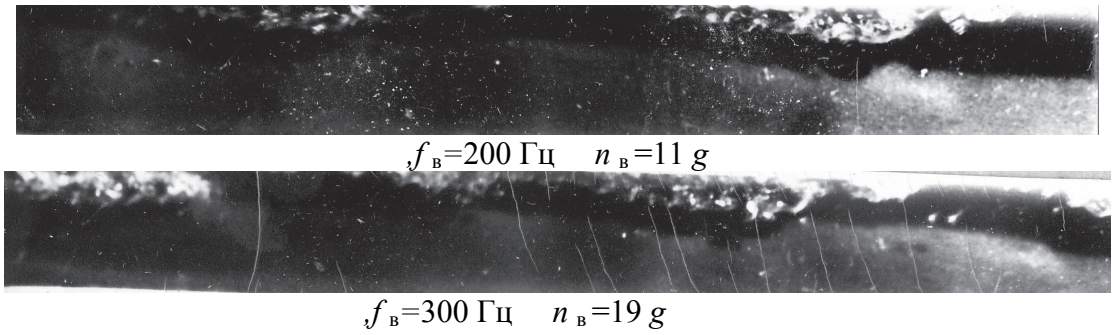


Рисунок 2. Режим вибрационных - кавернозных пузырей

В результате проведённой экспериментальной работы установлено, что режим вибрационных кавернозных пузырей в упругих горизонтальных трубах, от наложения высокочастотной поперечной вибрации превращается в пробковую двухфазную структуру потока. Его отличие от первоначальных их объёмов в шероховатой оболочке пузырей газовой фазы**.**

Выводы

1. В авиационной промышленности частоты от 300÷400 Гц и более безусловно влияют на газожидкостные параметры топливной системы изменением её структуры.

2. В нефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности существуют проблемы очистки труб от образований парафина внутри их ствола. Обычно этими вопросами занимаются пропаривающие агрегаты. Наложение вибрации с её параметрами рассматриваемой структуры в разы увеличат производительность т.к. бомбардировка парафиновых образований подобна пузырям газовой фазы.

Список использованных источников

[1] Лиманова Н.И., Левкин Ю.С. Метод определения энергетического состояния струй вибрационных волн // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С. П. Королёва. 2011. № 3. Часть 4. С 59-64.

NONLINEAR EFFECT AT PROPAGATION OF ACOUSTIC SIGNALS IN THE HORN

Yuri S. Levkin

Togliatti State University
Belorusskaya st., 14,
Togliatti, Samara region,
445667, Russian Federation
pe@tltsu.ru

In the present paper the physical and dynamical processes occurring with cork two-phase flow under vibration load on its structure. Found that high-frequency oscillations with significant vibration acceleration change the original structure.

Key words: *liquid phase, vapor phase, two-phase flow, cavernous bubbles vibrating pulses cork structure.*

References

[1] Limanova N.I., Levkin Yu.S. Metod opredeleniya e'nergeticheskogo sostoyaniya struj vibracionny'x voln [The method of determining the energetic state of the jets vibration waves] // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ae'rokosmicheskogo universiteta imeni S. P. Korolyova. 2011. № 3. Chast' 4. S 59-64.

УДК 629.127.4.001.2: 551.46.077

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОНОМНЫХ НЕОБИТАЕМЫХ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ

Е.В. Клочков
С.А. Гафуров

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
gafurov@ssau.ru

Автономные необитаемый подводные аппараты (АНПА) – это важнейший инструмент для исследования океана и выполнения иных задач под водой. Разработка и создание подобных аппаратов требует решения множества сложных задач из самых разных научных областей. Кроме этого, необходимо знать, в каком направлении развиваются сегодня автономные необитаемые подводные аппараты, какие проблемы, стоящие перед их разработчиками, актуальны сейчас. В этой статье приведен краткий обзор истории автономных необитаемых подводных аппаратов, их развития и совершенствования с начала и до наших дней. На основе истории АНПА, их положения сегодня и материалов, посвященных будущим аппаратам, определен вектор развития автономных необитаемых подводных аппаратов в ближайшее время.

***Ключевые слова**: Автономный необитаемый подводный аппарат; АНПА; глайдер; бионические подводные аппараты; подводные исследования; развитие АНПА*

1 Введение

Автономные необитаемые подводные аппараты совершили настоящую революцию в процессе исследования океана. В течение последних двух десятилетий АНПА преобразились из тяжелых и дорогих аппаратов для академических исследований в инструмент для решения широкого круга задач, который может применяться не только в научной, но и в военной и коммерческой сферах [1].

При этом требования к подобным аппаратам растут. Ученым и исследователям требуются аппараты, способные нести большую нагрузку, обладающие мощными вычислительными системами и достаточно большим запасом хода. Для коммерческого же применения от АНПА требуется малая цена и универсальность. А военным, прежде всего, необходим автономный и незаметный аппарат. Новые подводные аппараты должны удовлетворять подобным запросам.

Отдельно стоит сказать о военной сфере применения АНПА. В ВМС ведущих иностранных государств одним из приоритетных направлений развития боевых средств флота считается в настоящее время создание и применение с надводных кораблей и подводных лодок автономных необитаемых (АНПА) и дистанционно управляемых подводных аппаратов (ДУПА). Это не только позволит не подвергать риску личный состав, но и эффективно выполнять задачи разведки, связи, обнаружения и уничтожения субмарин, противодействие береговой обороне [2]. Особенно в этом плане развиваются США, где агентство DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency — агентство передовых оборонных исследовательских проектов) с 90-х годов спонсирует создание подводных аппаратов для военного применения. И к сегодняшнему времени на вооружении авианосных ударных группировок (АУГ) ВМС США находятся десятки аппаратов самых разных типов. Поэтому знание тенденций развития АНПА – это залог не только нашей конкурентоспособности в этой сфере и возможности вести современные исследования океана, но и обороноспособности нашей страны на море и в прибрежной зоне. Чтобы выявить эти тенденции, прежде нам необходимо обратиться к истории развития АНПА, выяснить, как они развивались и изменялись с самого своего появления.

2 Создание первых АНПА и развитие АНПА классического типа

Первый аппарат, который можно отнести к категории автономных необитаемых подводных аппаратов, был создан 1957 году в США, в лаборатории прикладной физики Вашингтонского университета и назван Spe-

cial Purpose Underwater Research Vehicle или SPURV, предназначенный для исследования вод Арктики [3].

Корпус SPURV изготовлен из алюминия и имел форму, схожую с торпедой. Управление автономным необитаемым подводным аппаратом осуществлялось с помощью гидроакустической связи. SPURV успешно применялся в океанографических исследованиях вплоть до 1979 года и показал себя надежным и практичным инструментом для исследования океана [4]. Концепция SPURV – подводный аппарат классической гидродинамической формы, приводимый в движение винтом, и способный некоторое время автономно двигаться по сложной траектории под водой успешно используется и в наше время.

После создания первого подводного аппарата и его успешного применения ученые из Вашингтонского университета продолжили разработки и создали модификацию первого АНПА – SPURV II.

В отличие от предшественника, данный аппарат обладал лучшими ходовыми качествами и временем работы под водой, большим количеством датчиков и устройств для записи. Кроме того, SPURV II обладал возможностью управления при помощи компьютера, установленного на океанографическом судне. АНПА успешно проработал вплоть до 80-х годов, как и SPURV I, проявив себя как практичный и удобный инструмент для исследования моря [5].

Дальнейшее развитие технологий расширяло возможности АНПА. В 1983 году началась разработка аппарата ARCS компанией ISE Ltd. (International Submarine Engineering) при содействии канадской службы гидрографии и департамента обороны. Первое его погружение состоялось в 1987 году. Особенностью аппарата было наличие 32-битного процессора Motorola, который позволял осуществлять контроль и управление АНПА в реальном времени, и возможность находиться под водой от 10 до 35 часов, в зависимости от модификации. ARCS успешно использовался как испытательная платформа для новых технологий в сфере АНПА, таких как новые системы навигации, алгоритмы миссий и новые типы аккумуляторов [6].

Развиваясь, АНПА начали применяться не только для океанографических исследований, но и для решения практических задач. Примером этого может быть АНПА Remote Environmental Monitoring Units или кратко REMUS, разработанный в 2001 году для разведывательных, инспекционных и противоминных работ в участках моря с небольшой глубиной. АНПА обладал большим количеством датчиков и измерительной аппаратуры, информация с которых передавалась при помощи гидроакустической связи в портативный компьютер, который также мог использоваться для программирования аппарата и задания ему маршрута. Особенностью АНПА REMUS-100 является компактность – аппарат мал по габаритам и весит 30 килограмм. REMUS-600 – модификация первого аппарата, созданная с целью решения тех задач, которых аппарат REMUS-100 выполнить не мог. Масса и размеры АНПА выросли, возросла и полезная нагрузка и глубина погружения. Особенностью аппарата является также модульность и универсальность - быстро сменив оборудование, можно подготовить аппарат для новой задачи. Также, вместо части оборудования можно легко разместить дополнительные батареи, позволяя REMUS-600 проходить до 280 миль. И еще одно преимущество данного АНПА – система из трех носовых и трех кормовых рулей, придающих аппарату высокую курсовую устойчивость.

В начале 70-х годов СССР также приступил к разработке собственных АНПА. В 1974 году группой ученых из института автоматики и процессов управления Дальневосточного научного центра Академии наук был создан АНПА «Скат». На базе знаний и опыта, полученных в процессе его разработки и эксплуатации были созданы аппараты Л-1 и Л-2. Л-1 использовался для испытаний и отработки новых технологий для АНПА, Л-2 – для океанографических исследований. Особенностью данных аппаратов является то, что разработчики внедрили модульную технологию и унификацию конструктивных и функциональных элементов бортовых систем [7].

В конце 90-х годов ученых и российского Института Проблем Морских Технологий

заинтересовались возможностью установки на АНПА солнечных батарей. Проект подобного аппарата получил название САНПА (солнечный автономный необитаемый подводный аппарат). Создавался он в сотрудничестве с коллегами из Autonomous Undersea System Institute, или AUSI. В 1998 году САНПА был создан. Впоследствии, основываясь на опыте разработки подобных аппаратов, ученые из AUSI создали свой солнечный АНПА – SAUV II. Солнечные батареи, установленные на нем, позволяли аппарату выполнять свою миссию в течение нескольких недель или месяцев, регулярно перезаряжая аккумуляторы. АНПА способен двигаться без перезарядки аккумуляторов в течение 8 часов, осуществлять навигацию при помощи GPS и нести достаточно большую полезную нагрузку для выполнения различных задач [8].

Сравнительные характеристики нескольких АНПА даны в таблице 1. Если обратиться к ним, то можно увидеть, что ходовые качества и время пребывания аппаратов под водой увеличивались. Нельзя не отметить и то, что аппараты стали сложнее и совершеннее, несут большую нагрузку и способны выполнять задачи с минимальным участием оператора.

3 Подводные глайдеры и их развитие

Однако запас хода большинства АНПА классического типа оказался недостаточным. Ученым и военным требовался аппарат, способный находиться под водой в течение множества недель или месяцев. К тому же, военным был необходим АНПА, движущийся практически бесшумно. Потому ученые отошли от традиционной концепции АНПА с классическими гидродинамическими формами и винтовыми движителями.

Новым типом АНПА, появившихся в 90-х годах, стали подводные планеры, или глайдеры. Идея глайдера и его концепция как аппарата, двигающего в океане за счет изменения остаточной плавучести, были сформированы еще в конце 80-х годов Генри Стоммелом и Дугом Уэббом [9]. И на сегодняшний день эти идеи воплощены во множестве моделей подводных глайдеров.

Траектория движения глайдера напоминает пилообразный профиль [10]. Крылья необходимы глайдеру для стабилизации движения и плавного спуска вниз.

В 1999 году компания iRobot представила Seaglider. Он имел алюминиевый корпус обтекаемой формы с надежно закрепленными крыльями размахом в один метр. Seaglider обладал аккумуляторами, которые управляли плавучестью аппарата с помощью небольших насосов. Перед обычными АНПА подобная конструкция имела преимущество в энергоэффективности: аппарат расходовал минимальное количество энергии и мог пребывать под водой практически год, пройдя за это время 4600 км [10].

Впоследствии Seaglider был модернизирован и получил корпус из композитов и углеродного волокна, что дало ему возможность погружаться на глубину до 6000 м. Новый аппарат получил название Deepglider и впервые совершил свое погружение в 2006 году [11].

Один из самых масштабных проектов подводных планеров – это глайдеры SLOCUM. Помимо самих АНПА, проект включает в себя всю необходимую инфраструктуру, необходимую для запуска глайдеров, отслеживания их маршрута и анализа всех полученных данных.

Таблица 1. Сравнительные характеристики АНПА

Модель АНПА	Масса (кг)	Длина и диаметр (м)	Глубина погружения (м)	Дальность действия и запас хода	Скорость (м/с)	Движители	Размах крыла (м)	Системы связи
SPURV (1957)	484	3,1 и 0,5	3650	4…5,5 ч 7…9 км	1,95	Винтовой движитель	-	ГАСС и ГАНС
SPURV II (1973)	598	4,57 и 0,508	1500	5,5…7 ч	1,7…3,4	Винтовой движитель	-	ГАСС и ГАНС
Л-1/Л-2 (1979/1980)	1140/1180	4,3 и 1,2	2000/6000	6 ч	1	Винтовой движитель с регулируемым вектором	-	ГАСС и ГАНС
ARCS (1987)	1360	6,4 и 0,68	305	10…35 ч 36…72 км	2,05…2,85	Винтовой движитель	-	ГАСС и ГАНС
SAUV II (2003)	200	Длина 2,3 ширина 1,1 высота 0,5	500	8 часов до разрядки аккумулятора	0,5-1	Винтовой движитель с регулируемым вектором	-	ГАСС и радиосвязь, GPS-навигация
Remus-600 (2003)	240	3,25 и 0,32	600…3000	Около 24 ч	2,05	Винтовой движитель	-	ГАСС и радиосвязь, GPS-навигация, Wi-Fi и связь со спутником «Иридиум»
Seaglider (1999)	52	1,8 и 0,3	1000	3800…4600 км	0,25	Система автоматического управления плавучестью	1	Связь со спутником «Иридиум»
SLOCUM Electrical (2001)	52	1,5 и 0,21	200…1000	1500 км	0,3…0,4	Система автоматического управления плавучестью	1,2	Радио, ARGOS, связь со спутником «Иридиум»
SLOCUM Thermal (2001)	60	1,5 и 0,21	2000	До 40 000 км	0,4	Система автоматического управления плавучестью	1,2	Радио, ARGOS, связь со спутником «Иридиум»
Deepglider (2006)	62	1,8 и 0,3	6000	8500 км	0,25	Система автоматического управления плавучестью	1	Связь со спутником «Иридиум»

Существуют две основные модификации глайдера SLOCUM - SLOCUM Electrical и SLOCUM Thermal. SLOCUM Electrical по своему принципу действия аналогичен Seaglider – он управляет своей плавучестью при помощи системы насосов, питающихся от батарей. Данный глайдер был создан специально для действий в мелководье. Особенностью аппарата SLOCUM Battery является то, что его антенна для связи и навигации расположена в вертикальном стабилизаторе, который показывается над водой тогда, когда глайдер находится близко к поверхности воды [10].

SLOCUM Thermal – глайдер, использующий принципиально новый способ управления собственной плавучестью. Для этого используется эффект термоклина – слоя воды, в котором изменение температуры резко отличается от выше- и нижестоящих слоев. С помощью данного эффекта изменяют температуру этиленгликоля и плавучесть аппарата. Подобная идея снижает расход энергии в 3-4 раза, позволяя глайдеру проходить во столько же раз большее время под водой [10]. SLOCUM Thermal был создан с расчетом на движение на глубинах, больших чем у SLOCUM Electrical. Особенность данного аппарата – высокая автономность, по расчетным данным, он способен пройти под водой примерно 40 000 километров.



Рисунок 1. Основные научные и коммерческие организации, разрабатывающие АНПА

Красными точками отмечены научные учреждения, создающие АНПА:

1. Australian National Facility for Ocean Gliders, Австралия, Перт
2. Autonomous Undersea Systems Institute, США, Нью-Гемпшир
3. ETH Zurich Autonomous Systems Laboratory, Швейцария, Цюрих
4. Florida Atlantic University, Флорида, США
5. Институт проблем морских технологий, Россия, Владивосток
6. Institut français de recherche pour l'exploitation de la mer, Франция
7. Japan Agency for Marine-Earth Science and Technology, Япония, Йокосука
8. Korea Institute of Ocean Science & Technology, Южная Корея
9. Laboratory for Underwater Systems and Technologies, Хорватия, Загреб
10. MIT AUV Laboratory, США, Массачусетс
11. National Institute for Oceanography, Индия
12. Rutgers University Institute of Marine and Coastal Sciences, США, Нью-Джерси
13. Sheyang Insitute of Automation Chinese Academy of Sciences, КНР, Шеньян
14. University of Washington Applied Physics Laboratory, США, Сиэтл
15. Woods Hole Oceanographic Institute, США, Массачусетс

Синими точками отмечены коммерческие организация, создающие АНПА

1. Fugro Seafloor Surveys, США, Сиэтл
2. Teledyne Gavia, Исландия
3. Teledyne BlueView, США, Сиэтл
4. Teledyne Webb Research, США, Массачусетс
5. Saab Seaeye, Великобритания
6. iRobot Maritime Systems, США, Массачусетс
7. Bluefin Robotics, США, Массачусетс
8. SeeByte, Великобритания, Эдинбург
9. Kongsberg Maritime, Норвегия

Существуют две основные модификации глайдера SLOCUM - SLOCUM Electrical и SLOCUM Thermal. SLOCUM Electrical по своему принципу действия аналогичен Seaglider – он управляет своей плавучестью при помощи системы насосов, питающихся от батарей. Данный глайдер был создан специально для действий в мелководье. Особенностью аппарата SLOCUM Battery является то, что его антенна для связи и навигации расположена в вертикальном стабилизаторе, который показывается над водой тогда, когда глайдер находится близко к поверхности воды [10].

SLOCUM Thermal – глайдер, использующий принципиально новый способ управления собственной плавучестью. Для этого используется эффект термоклина – слоя воды, в котором изменение температуры резко отличается от выше- и нижестоящих слоев. С помощью данного эффекта изменяют температуру этиленгликоля и плавучесть аппарата. Подобная идея снижает расход энергии в 3-4 раза, позволяя глайдеру проходить во

столько же раз большее время под водой [10]. SLOCUM Thermal был создан с расчетом на движение на глубинах, больших чем у SLOCUM Electrical. Особенность данного аппарата – высокая автономность, по расчетным данным, он способен пройти под водой примерно 40 000 километров.

Глайдеры также обратили на себя внимание военных. Бесшумные, способные двигаться под водой в течение тысяч часов, они могут быть эффективным инструментом разведки и обнаружения субмарин или иных объектов. Один из проектов, воплощающий в жизнь данную идею – глайдер Liberdade XRAY. Он построен на основе схемы «летающее крыло», являющейся передовой разработкой для подводных планеров. Обладая всеми достоинствами глайдера, такими как бесшумность и автономность, Liberdade XRAY также способен нести значительную полезную нагрузку и большое количество оборудования. Данный глайдер – самый большой из существующих аппаратов подобного класса, он имеет размах крыла 6,1 м. Испытания показали, что Liberdade XRAY способен находиться под водой в течение полугода, контролируя при помощи гидрофонов большие площади и обнаруживая субмарины и отслеживая их перемещение, осуществляя акустическую разведку [10, 12].

4 АНПА бионического типа

Дальнейшая уменьшение размеров электронных компонентов дает ученым возможность разрабатывать автономные необитаемые подводные аппараты малых габаритов. Условно выделяют две категории подобных аппаратов – мини-АНПА (с массой от 20 до 100 килограмм) и подводные микроаппараты (также называемые АПМА или micro autonomous underwater vehicle, или microAUV,) с весом до 20 килограмм. К категории мини-АНПА можно отнести большую часть подводных глайдеров, а также АНПА Remus-100. Микроаппараты - один из самых динамично развивающихся типов АНПА. По состоянию на 2009 год они составляли 20-25% от всех известных АНПА на то время. Примечательно то, что 50-60% микроаппаратов созданы с использованием бионических принципов [13]. Подобные аппараты могут найти свое применение в широком кругу военных и гражданских задач.

Бионические аппараты имеют перед классическими АНПА преимущество в высокой маневренности. С их помощью сейчас ведется изучение так называемого парадокса Грея. Он заключается в том, что рыбы могут развивать нужную скорость под водой, не имея достаточной мышечной массы и с малыми энергозатратами. Ученые желают повторить принцип их движения и создать не только маневренный, но и энергоэффективный бионический АНПА.

Одними из первых здесь выступили ученые и студенты в Массачусетском технологическом институте (англ. MIT или Massachusetts Institute of Technology), создавшие еще в 1994 году проект Tune - робота, имитирующего тунца. В дальнейшем они же создали проект RoboPike, с гибким корпусом и ходовыми качествами, не уступающими обычным АНПА. Помимо плавающих, создаются еще и ползающие бионические АНПА – Ariel II, RoboLobster и другие. Они имеют возможность передвижения по дну водоема при помощи «лап», напоминающих таковые у лобстеров или крабов. Существуют также плавниковые бионические АНПА, примером подобного аппарата может является AQUA2. Это – успешный проект робота для прибрежных работ, экологического мониторинга водной среды, дна, коралловых рифов. Его особенность – наличие четырех плавников, созданных из прочных полимеров, позволяющих роботу не только передвигаться под водой, но и по песку или снегу. К тому же, четыре плавника делают аппарат очень маневренным по сравнению с обычными АНПА [14].

Интересен проект, названный MT1. MT1 – это робот рыба, разработанная и построенная в Великобритании. Он обладает малой массой и габаритами (3,55 кг, длина-ширина-высота: 48-21,5-15 см). MT1 способен передвигаться под водой на глубине до 10 метров, используя два грудных плавника и один хвостовой, приводимые в движение при помощи электромоторов. Но главная особенность данного аппарата – это возможность самостоятельного ориентирования в

пространстве, прокладки маршрута и использование при разработке алгоритмов движения технологий, связанных с нейронными сетями и искусственным интеллектом [15].

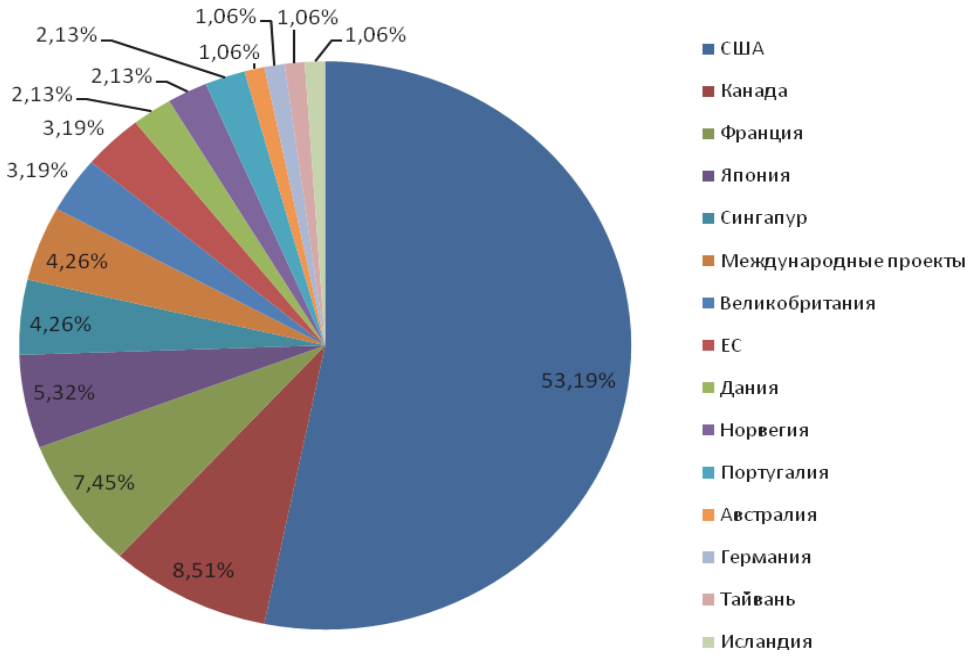


Рисунок 2. Активность стран в разработке АНПА (даны данные за 2009 год)

5 Тенденции развития АНПА

Ознакомившись с краткой историей автономных необитаемых подводных аппаратов и отметив, как они изменялись с течением времени, мы можем определить, как АНПА будут развиваться в будущем, какие задачи встают перед ними, какие могут быть пути их решения.

5.1 Новые материалы для АНПА

Список новых материалов, используемых в автономных подводных роботах, будет постоянно расширяться. Кроме алюминия, будут применяться различные композиты и углеродное волокно. Они позволяет аппарату быть одновременно легким и крепким, способным выдерживать значительные нагрузки. Примером подводного аппарата с подобными материалами может стать Deepglider, способный спускаться на глубину до 6 км. Также, новые материалы потребуются для бионических АНПА, одновременно прочные и гибкие. Найдут свое применение в подобном типе аппаратов так называемые «умные материалы», которые преобразовывают электрические сигналы в механические колебания. Разрабатываются проекты бионических АНПА, повторяющих принцип движения скатов, где данные «умные материалы» будут использоваться в качестве плавников, совершающих волнообразные движения [16].

5.2 Новые типы движителей для АНПА

Будут развиваться новые типы движителей, отличные от винтовых двигателей постоянного тока, использующихся на большей части АНПА. Если эксперименты с бионическими АНПА будут успешны – то мы можем увидеть, как аппараты наподобие MT1 или RoboPike заменят аппараты с классическими гидродинамическими формами и винтовыми двигателями, превосходя их в маневренности и запасе хода. Нельзя не отметить и то, что теперь крупномасштабные научные исследования или задачи, требующие долгого пребывания под водой, выпол-

няют не традиционные АНПА, а подводные глайдеры. Будут развиваться нестандартные способы получения энергии при движении аппарата, такие как солнечные батареи или пьезоэлементы. Также, со временем будут создаваться новые типы аккумуляторов, с большей энергетической емкостью и меньшими размерами. Это позволит сделать АНПА меньше, быстрее и с большим количеством датчиков и оборудования. Энергопотребление АНПА также будет снижаться, за счет технологий энергосбережения [17].

5.3 Подводные аппараты станут дешевле и меньше

Далее, с развитием миниатюризации, размеры автономных необитаемых подобных аппаратов будут уменьшаться как по размерам, так и по стоимости, при равной или даже большей эффективности работы. Недорогие, небольшие, мобильные аппараты, с достаточной нагрузкой и возможностью быстрой замены модулей и подготовки для выполнения другой задачи, простые в эксплуатации, они прекрасно подойдут в качестве аппаратов для действия в группе. Несколько таких АНПА смогут заменить собой один большой, дорогой и сложный в эксплуатации аппарат, с равной или даже большей эффективностью работы [18]. Примером подобных аппаратов может быть серия Micro-Hunter, разработанная в период с 1999 по 2002 год. Они обладают длиной от 5 до 20 сантиметров, питаются от аккумуляторов типа АА и предназначены для действий в составе больших групп [15]. В дальнейшем применение АНПА в составе групп будет развиваться, между АНПА будет налаживаться взаимодействие и обмен данными в процессе работы.

5.4 АНПА как основа разведки флота будущего

Расширится и военное применение АНПА. Современные армия и флот все шире и шире применяют подобные автономные аппараты, которые дают новые возможности и позволяют решать некоторые задачи без привлечения людей и серьезного риска для них. И здесь автономные необитаемые подводные аппараты могут занять то место в военно-морских флотах развитых стран, которое заняли беспилотные летательные аппараты в современных армиях. Еще в 90-х годах США разрабатывало АНПА, которые должны были выполнять следующие военные задачи [19]:

- гидроакустическая и радиотехническая разведка;
- обнаружение субмарин, морских мин и иных целей и их уничтожение при помощи торпед или ракет, которые несет АНПА;
- постановка морских мин, датчиков и средств связи;
- обеспечения связи между устройствами обнаружения субмарин и командными центрами на судах или на берегу.

5.5 Возрастание мощностей вычислительных систем АНПА и перспективы использования искусственного интеллекта

И один из главных векторов развития АНПА – это дальнейшее возрастание мощностей их вычислительных систем и миниатюризация. Первое позволит использовать более точное оборудование, работать эффективнее и реализовывать новые алгоритмы работы. Миниатюризация же особенно важна для микроаппаратов и мини-АНПА, рассчитанных на применение большими группами [19]. Разработки в этой области ведутся постоянно. В будущем возможно создание мощного программного обеспечения, которое сделает АНПА автономнее, даст им возможность на основе показаний датчиков выбирать дальнейшую цель следования, строить маршрут и огибать препятствия. [2] Также ведется работа в сфере применения для АНПА искусственного интеллекта. Примером может служить бионический подводный аппарат MT1, использующий некоторые элементы искусственного интеллекта и нейронных сетей.

6 Заключение

Обзор и изучение истории автономных необитаемых подводных аппаратов дало нам представление о том, как развивались АНПА с самого начала и до сегодняшних дней. Дополнительно изучив статьи и материалы, посвященные перспективам разработки АНПА, мы выявили следующие тенденции развития автономных необитаемых подводных аппаратов в будущем:

1. внедрение новых материалов и новых концепций АНПА;
2. создание принципиально новых движителей и аккумуляторов с повышенной энергоемкостью;
3. дальнейшее развитие подводных глайдеров и бионических подводных аппаратов;
4. расширение применения АНПА в военной сфере;
5. миниатюризация АНПА и возрастание мощностей их вычислительных систем при снижении их стоимости;
6. начало использования в АНПА нейросетей и технологий искусственного интеллекта;
7. расширение применения АНПА в составе больших групп.

Список использованных источников

1. Nuno A. Cruz. Autonomous Underwater Vehicles. InTech, 2011, 258 с.
2. И. Белоусов. Современные и перспективные необитаемые подводные аппараты ВМС США//Зарубежное военное обозрение. 2013. №5. С. 79-88.
3. Christopher von Alt. Autonomous Underwater Vehicles. Woods Hole Oceanographic Institution, 2003, 5 с.
4. H. R. Widditsch. SPURV – The First Decade. University of Washington, Applied Physics Laboratory, 1973, 37 с.
5. W.E. Nodland, T. E. Ewart, W.P. Bendiner, J.B. Miller, и E.E. Aagaard. SPURV II - AN UNMANNED, FREE-SWIMMING, SUBMERSIBLE DEVELOPED FOR OCEANOGRAPHIC RESEARCH. University of Washington, Applied Physics Laboratory, 1981, 98 с.
6. ARCS – Our first autonomous underwater vehicle/International Submarine Engineering. URL: http://www.ise.bc.ca/arcs.html (дата обращения: 28.08.2014).
7. М. Д. Агеев, Л. В. Киселев, Ю. В. Матвиенко и другие. Автономные подводные роботы. Системы и технологии. М.: Наука, 2005, 398 с.
8. Solar-powered AUV: SAUVII. URL: http://auvac.org/uploads/platform_pdf/SAUVwhitePaper.pdf (дата обращения: 28.08.2014).
9. Clayton Jones, Doug Webb. Slocum Gliders – Advancing Oceanography. Webb Research Corporation and Rutgers University, 2007, 10 с.
10. Wood, Stephen L. Autonomous Underwater Gliders, Underwater vehicles, Florida Institute of Technology, 2008, 505-530 с.
11. Г.Ю. Илларионов, В.В. Сидоренко, С В. Смирнов. Автономные необитаемые подводные аппараты для поиска и уничтожения мин//Подводные исследования и робототехника, 2006, №1, ИПМТ ДВО РАН, с. 31-39.
12. XRAY Liberdade platform/AUVAC. URL: http://auvac.org/platforms/view/241 (дата обращения: 28.08.2014).
13. Л. Бочаров. Необитаемые подводные аппараты: состояние и общие тенденции развития (часть 1)//Электроника: Наука, Технология, Бизнес. 2009, №7. С. 62-69.
14. AQUA2 Autonomous Underwater Vehicle. URL:http://www.mobilerobots.com/researchrobots/aqua2.aspx (дата обращения: 28.08.2014).
15. Л. Бочаров. Необитаемые подводные аппараты: состояние и общие тенденции развития (часть 2)//Электроника: Наука, Технология, Бизнес. 2009, №8. С. 88-93.
16. Heather R. Beem and Michael S. Triantafyllou. Biomimetic Design of an Undulatory Stingray AUV. Fin. Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, for Proceedings of the Twenty-second (2012) International Offshore and Polar Engineering Conference, 2012.
17. Zoran Vukić. Underwater Systems and Technologies – current state and future developments. University of Zagreb, 2013. С. 17-30.
18. Pablo Rodríguez, Jaume Piera. Mini AUV, a platform for future use on marine research for the Spanish Research Council? Unidad de Tecnología Marina, 2005, с. 14-15.
19. К.С. Сиденко, С.А. Голобоков. Автономные необитаемые подводные аппараты – носители минного оружия//Россия и АТР, 2009, №2, с. 119-130.
20. А.В. Инзарцев, О.Ю. Львов, А.В. Сидоренко, Д.Б. Хмельков. Архитектурные конфигурации систем управления АНПА//Подводные исследования и робототехника, 2006, №1. ИПМТ ДВО РАН. С. 18-30.

TRENDS AUTONOMOUS UNMANNED UNDERWATER VEHICLES

Evgeny V. Klochkov
Salimzhan A. Gafurov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34,
Samara,
443123, Russian Federation
gafurov@ssau.ru

Autonomous underwater vehicle (AUV) - an essential tool for the study of the ocean and other tasks under water. Design and creation of these devices requires the solution of many complex problems from a variety of scientific fields. In addition, it is necessary to know in which direction the se-fit autonomous unmanned underwater vehicles, which issues facing their developers are relevant now. This article provides a brief overview of the history of autonomous unmanned underwater vehicles, their development and improvement from the beginning to the present day. On the basis of the history of the AUV, their situation today and materials on future devices, defined the vector of development of autonomous unmanned underwater vehicles in the near future.

Key words: *Autonomous underwater vehicle; AUV; glider; bionic underwater vehicles; underwater research; development of AUV*

References

1. Nuno A. Cruz. Autonomous Underwater Vehicles. InTech, 2011, 258 s.
2. I. Belousov. Sovremennye i perspektivnye neobi-taemye podvodnye apparaty VMS SShA//Zarubezhnoe voennoe obozrenie. 2013. #5. S. 79-88.
3. Christopher von Alt. Autonomous Underwater Ve-hicles. Woods Hole Oceanographic Institution, 2003, 5 s.
4. H. R. Widditsch. SPURV – The First Decade. University of Washington, Applied Physics Laboratory, 1973, 37 s.
5. W.E. Nodland, T. E. Ewart, W.P. Bendiner, J.B. Miller, i E.E. Aagaard. SPURV II - AN UNMANNED, FREE-SWIMMING, SUBMERSIBLE DEVELOPED FOR OCEANOGRAPHIC RESEARCH. University of Wash-ington, Applied Physics Laboratory, 1981, 98 s.
6. ARCS – Our first autonomous underwater ve-hicle/International Submarine Engineering. URL: http://www.ise.bc.ca/arcs.html (data obrashhenija: 28.08.2014).
7. M. D. Ageev, L. V. Kiselev, Ju. V. Matvienko i drugie. Avtonomnye podvodnye robo-ty. Sistemy i tehnologii. M.: Nauka, 2005, 398 s.
8. Solar-powered AUV: SAUVII. URL: http://auvac.org/uploads/platform_pdf/SAUVwhitePaper.pdf (data obrashhenija: 28.08.2014).
9. Clayton Jones, Doug Webb. Slocum Gliders – Advanc-ing Oceanography. Webb Research Corporation and Rutgers University, 2007, 10 s.
10. Wood, Stephen L. Autonomous Underwater Glid-ers, Underwater vehicles, Florida Institute of Technology, 2008, 505-530 s.
11. G.Ju. Illarionov, V.V. Sidorenko, S V. Smirnov. Avtonomnye neobitaemye podvodnye apparaty dlja poiska i unichtozhenija min//Podvodnye issledovanija i robototehnika, 2006, #1, IPMT DVO RAN, s. 31-39.
12. XRAY Liberdade platform/AUVAC. URL: http://auvac.org/platforms/view/241 (data obrashhenija: 28.08.2014).
13. L. Bocharov. Neobitaemye podvodnye apparaty: sostojanie i obshhie tendencii razvitija (chast' 1)//Jelektronika: Nauka, Tehnologija, Biznes. 2009, #7. S. 62-69.
14. AQUA2 Autonomous Underwater Vehicle. URL:http://www.mobilerobots.com/researchrobots/aqua2.aspx (data obrashhenija: 28.08.2014).
15. L. Bocharov. Neobitaemye podvodnye apparaty: sostojanie i obshhie tendencii razvitija (chast' 2)//Jelektronika: Nauka, Tehnologija, Biznes. 2009, #8. S. 88-93.
16. Heather R. Beem and Michael S. Triantafyllou. Bio-mimetic Design of an Undulatory Stingray AUV. Fin. Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, for Proceedings of the Twenty-second (2012) International Offshore and Polar Engineering Conference, 2012.
17. Zoran Vukić. Underwater Systems and Technologies – current state and future developments. University of Zagreb, 2013. S. 17-30.
18. Pablo Rodríguez, Jaume Piera. Mini AUV, a platform for future use on marine research for the Spanish Research Council? Unidad de Tecnología Marina, 2005, s. 14-15.
19. K.S. Sidenko, S.A. Golobokov. Avtonomnye ne-obitaemye podvodnye apparaty – nositeli minnogo oruzhija//Rossija i ATR, 2009, #2, s. 119-130.
20. A.V. Inzarcev, O.Ju. L'vov, A.V. Sidorenko, D.B. Hmel'kov. Arhitekturnye konfiguracii sistem upravlenija ANPA//Podvodnye issledovanija i robo-totehnika, 2006, #1. IPMT DVO RAN. S. 18-30.

УДК 621.59

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТУРБОДЕТАНДЕРЕ ПЕРСПЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ КРИОСТАТИРОВАНИЯ

Д.В Клименко
С.Ф.Тимушев
В.П. Фирсов
И. В. Антюхов

Московский авиационный институт
(Национальный исследовательский университет)
Волоколамское шоссе, д.4, Москва,
Российская Федерация
125993
irico.harmony@gmail.com

В данной работе проведено численное моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточной части турбодетандера - радиальной турбины применяемой в системе криостатирования. Геометрия расчетной области разработана с тем, чтобы учесть основные особенности течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию четырнадцати рабочих лопаток и восьми лопаток соплового аппарата. Расчетная область разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача решается с применением, так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчет ведется во вращающейся системе координат, в зону статора, с учетом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчета по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчетной сетки. В результате расчётов были получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косого среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах пульсаций давления, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчет нагрузки на лопатку соплового аппарата дает амплитуду силы 2 Н и амплитуду момента 0.03 Н м.

***Ключевые слова**: криорефрижератор; турбодетандер; скользящая поверхность; численное моделирование; спектры пульсаций давления; частота следования лопаток*

1 Введение

Современные системы криостатирования находят важное применение в линиях высокотемпературной сверхпроводимости (ВТСП), в современных проектах космических блоков с криогенным топливом на борту.

Одним из главных узлов такой системы является криорефрижератор.

В криорефрижераторе используется схема компримирования и расширения неона с помощью компрессорных и турбодетандерных машин [1, 2] на газостатических опорах.

Развитие и совершенствование малорасходных радиальных турбодетандеров и центробежных компрессоров позволяет отказаться от громоздких и сложных в изготовлении осевых турбомашин и выполнить криорефрижератор на компактных радиальных турбомашинах. Это связано с тем, что в последние несколько лет появились высокоэффективные турбомашины (компрессоры и детандеры).

Другая современная тенденция – замена в высокооборотных турбоагрегатах прецизионных опор качения на радиальные и осевые газостатические подшипники.

В настоящее время газостатические опоры достаточно широко используются в криогенных машинах в связи с возможностью обеспечения высоких частот вращения, надежной работой при низких температурах, отсутствием загрязнения объекта охлаждения продуктами смазки. Газостатические опоры позволяют производить бесконтактный запуск машины с нулевого числа оборотов, что значительно увеличивает надежность узла газовых подшипников. По своим характеристикам эти опоры можно отнести к классу опор с неограниченным ресурсом работы. Газостатические опоры отличает высокая несущая способность, возможность работы в любом диа-

пазоне температур, большие технологические зазоры, в меньшей степени подверженные влиянию температурных деформаций.

При проектировании агрегатов на газостатических подшипниках особое внимание уделяется вопросам снижения осевых усилий, уменьшения нагрузки на осевые подшипники, снижение виброактивности, что в целом повышает надежность системы. В этой связи возникает необходимость информации о величинах нестационарных нагрузок, действующих на элементы проточной части. Такая информация для радиальных турбин недостаточно представлена в научно-технической литературе, носит узкоспециализированный характер [3]. Использованием методов численного моделирования для расчёта параметров потока в проточной части турбомашин, позволяет не только получить энергетические характеристики турбомашины, но и проанализировать нестационарные нагрузки, действующие на элементы проточной части.

2 Использованные численный метод и модели

В процессе численного моделирования применены математические модели, включенные в пакет программного обеспечения вычислительной гидродинамики [4].

Они описывают движение однородной жидкости при различных скоростях с учетом эффектов сжимаемости, турбулентности и теплопереноса, включая модель теплопереноса в твердом теле для задачи сопряженного теплообмена при учете теплопереноса между газом и твердым телом, k-ε модель турбулентного течения жидкости [5] для моделирования течения газа при больших и малых числах Рейнольдса в нестационарной постановке при любых числах Маха.

При расчете сопряженного тепломассопереноса и аэродинамики задаются так называемые опорные величины. Абсолютные значения переменных определяются через опорные и относительные (f) величины следующим образом:

$$f_{abs}=f+f_{ref}.$$

При определении граничных и начальных условий используются относительные величины.

Система конечно-разностных уравнений вычислительной гидродинамики и теплообмена решается нестационарным численным методом на прямоугольной сетке с локальной адаптацией и подсеточным разрешением сложной геометрии. В расчетной области определяется начальная сетка с ячейками в форме параллелепипедов. Выделяются подобласти геометрии (граничные условия), в которых необходимо провести расчет на более густой сетке. В этих подобластях производится адаптация начальной расчетной сетки, при которой ячейка начальной сетки делятся на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся еще раз и так до достижения необходимой точности. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т. д. Соответствующая сетка называется сеткой нулевого, первого уровня адаптации и т. д. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ на прямоугольной сетке. Ячейки, через которые проходит граница, теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы. Такой подход позволяет с достаточной степенью точности производить расчеты, минимизируя вычислительные ресурсы и процессорное время.

3 Описание установки

Система криостатирования представляет из себя замкнутую гидравлическую систему, предназначенную для обеспечения температурного и теплового режимов работы сверхпроводящих кабельных линий, баков с криогенным топливом для ракетно-космических блоков. В качестве рабочей среды используется жидкий азот.

Система криостатирования обеспечивает непрерывную подачу жидкого азота в протяжённые криостаты с температурой (64…65 К) и расходом до 1.5 кг/с с давлением до 2 МПа. Непрерывная циркуляция жидкого азота с минимальными теплопритоками к охлаж-

дающей среде в протяженных криостатах, входящих в контур криостатирования, обеспечивается циркуляционным насосом.

Устройством обеспечивающим охлаждение жидкого азота является криорефрижератор.

Криорефрижератор – система, предназначенная для охлаждения рабочего тела (газообразного неона) до заданной температуры и подачи его в основной теплообменный аппарат, в котором происходит отвод тепла от жидкого азота и его переохлаждение перед подачей в контур криостатирования силового кабеля. Криорефрижератор, в общем случае, является разомкнутой системой, которая создает единый замкнутый контур с системой криостатирования посредством теплообменного аппарата нагрузки где обеспечивается охлаждения жидкого азота газообразным неоном с температурой 56..65 К. В криорефрижераторе реализуется газовый детандерный холодильный цикл на базе радиальных турбокомпрессоров, радиального турбодетандера и компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Неон позволяет в несколько раз сократить количество ступеней сжатия компрессора по сравнению с гелиевым контуром и значительно уменьшить стоимость компрессорного оборудования. Так как минимальная температура в контуре криорефрижератора составляет 56 К, то сохраняется газообразное состояние неона. Неоновый контур имеет меньшие потери рабочего тела при работе по сравнению с гелиевым контуром.

Турбодетандер состоит из рабочего колеса радиальной турбины и центробежного компрессора первой ступени, который выполняет также функцию газодинамического тормоза (рисунок 1). Частота вращения ротора составляет 25200 об/мин.

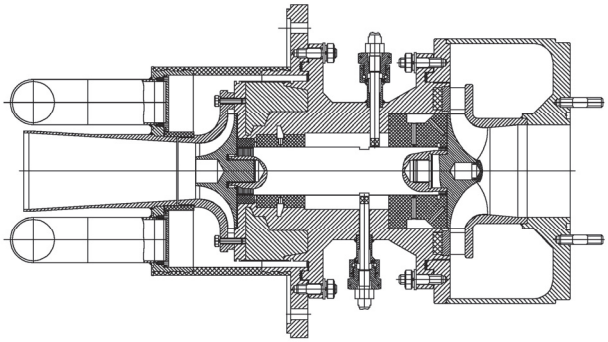


Рисунок 1. Сборочный эскиз турбодетандера

Газ подается по двум трубопроводам в корпус детандера. Далее рабочий газ ускоряется в сопловом аппарате и поступает на лопатки рабочего колеса. После расширения и снижения температуры выхлоп газа идет через осевой диффузор.

4 Расчетная область

Геометрия расчетной области разработана с учётом основных особенностей течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию рабочих лопаток и лопаток соплового аппарата. Расчетная область (рисунок 2) разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача решается с применением так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчет ведется во вращающейся системе координат, в зону статора, с учетом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчета по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчетной сетки.

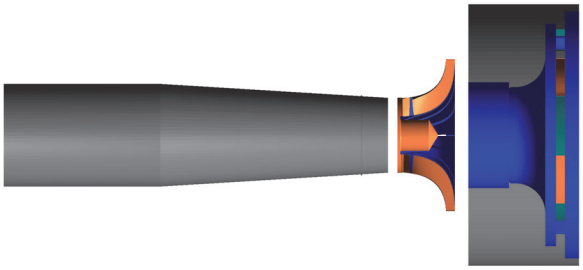


Рисунок 2. Меридиональное сечение расчетной области

На рисунке 3 показана расчетная сетка на виде в плане. Сетка адаптируется в зоне лопаток соплового аппарата и рабочего колеса для разрешения градиентов потока. Это особенно важно для определения параметров нестационарного газодинамического взаимодействия потока, выходящего из соплового аппарата с вращающимися лопатками рабочего колеса.

Расчет ведется с шагом по времени 4e-06 с, что дает около 42 точек на период прохождения рабочих лопаток

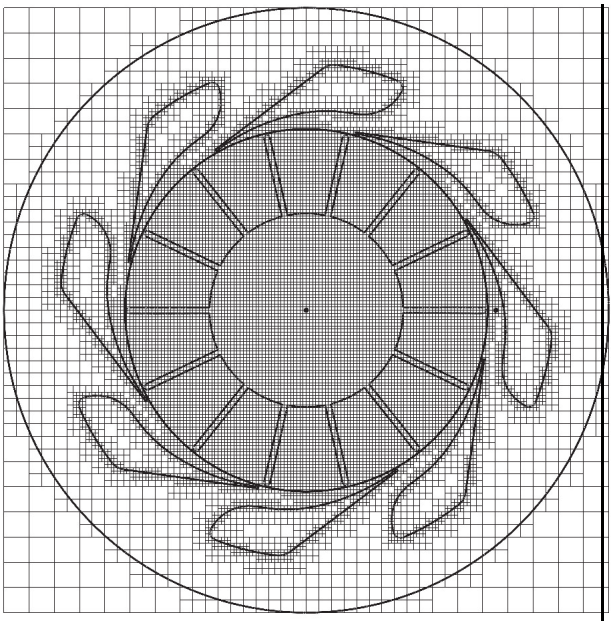


Рисунок 3 Расчетная сетка
в зоне соплового аппарата

4 Результаты расчётов

Нестационарное решение устанавливается по температурному перепаду на уровне 21 К. Такое завышенное значение получается из-за неучета потерь на утечки, потерь в радиальном зазоре и теплопритоков извне.

Величины скоростей вдоль косого среза межлопаточного канала соплового аппарата изменяются неравномерно. Мгновенное распределение числа Маха указывает на существенную неравномерность распределения этого параметра, связанную с угловым положением рабочего колеса относительно лопаток соплового аппарата. Ускорение потока дополнительно происходит в районе выходных кромок рабочего колеса, создавая окружную неравномерность параметров потока которая периодически меняется при прохождении лопаток рабочего колеса.

Для фиксации пульсаций давления выбраны четыре точки в зоне косого среза лопаток соплового аппарата, как показано на рисунке 4.

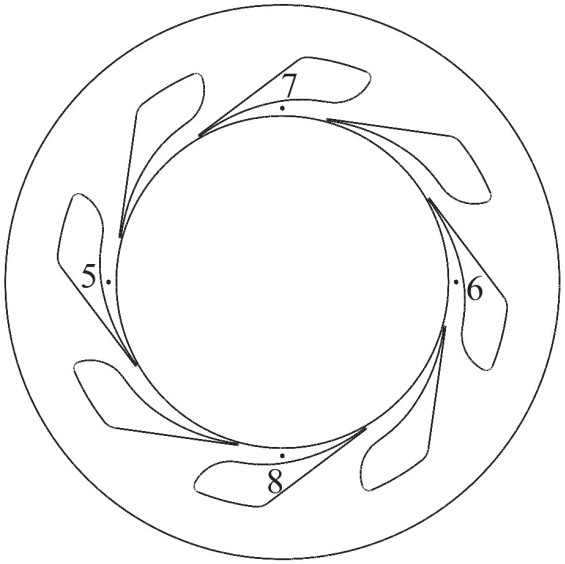


Рисунок 4 Точки фиксации давления
в каналах соплового аппарата

Соответствующие графики изменения статического давления в указанных точках приведены на рисунке 5. Сигналы пульсаций давления в противоположных точках 5 -6 и 7-8 совпадают по фазе. Частота пульсаций давления соответствует частоте прохождения рабочих лопаток.

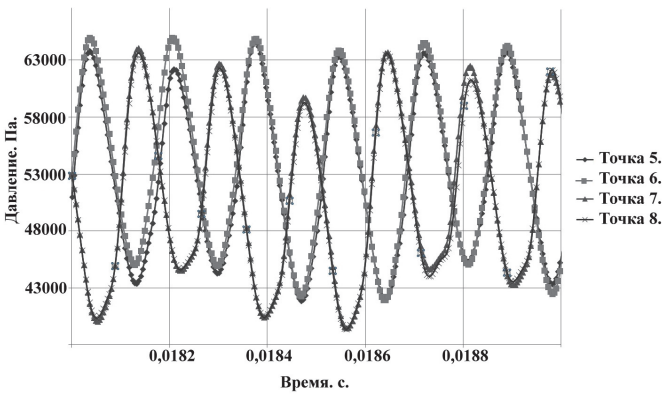


Рисунок 5 Пульсации давления в каналах соплового аппарата

Спектральный анализ пульсаций давления (рисунок 6) показывает, что тональная компонента с частотой следования лопаток доминирует в спектре, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па.

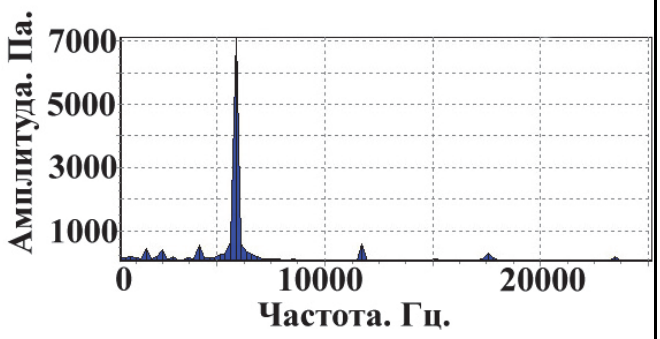


Рисунок 6. Спектр пульсаций давления в точке 5

В ходе расчёта были определены нагрузки на лопатки солового аппарата. Амплитуда силы действующей на лопатку составила 2 Н (рисунок 7).

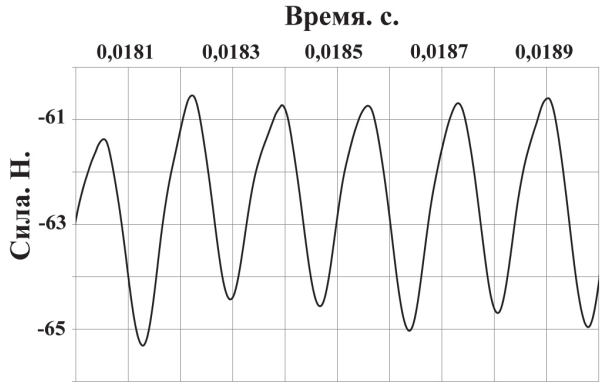


Рисунок 7. Сила, действующая на лопатку соплового аппарата

Заключение

В результате численного моделирования нестационарного течения в турбодетандере криорефрижиратора получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косого среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах пульсаций давления, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчет нагрузки на лопатку соплового аппарата дает амплитуду силы 2 Н и амплитуду момента 0.03 Н м.

Список использованных источников

1. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. М. «Машиностроение» 1974.
2. Техника низких температур. Под ред. Микулина И.В., Марфениной И.В., Архарова А.М. , М. « Энергия», 1975.
3. Fredrik Hellström Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine. March 2008 Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics. SE-100 44 Stockholm, Sweden
4. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
5. Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460 p.

NUMERICAL MODELLING OF PRESSURE PULSATIONS IN TURBOEXPANDER OF PROSPECTIVE CRYOSTATTING SYSTEM

D. V. Klimenko
S. F. Timushev
V. P. Firsov
I. V. Antukhov

Moscow Aviation Institute
(National Research University)
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, 125993, Russian Federation

This paper presents the numerical simulation of unsteady gas-dynamic processes in the turbo expander radial turbine flow. The geometry of the computational domain is developed in order to capture the main features of the flow in the working fluid cavity, including the geometry of fourteen working blades and eight vanes of the nozzle cascade. The computational domain is divided into three subregions: the casing of the nozzle cascade, rotor and exhaust part. The problem is solved with the use of so-called sliding surfaces which serve for transmitting the data from the rotor, where the calculation is carried out in a rotating coordinate system into the stator zone accounting an angular displacement and sub-grid interpolation. Time step chosen from the condition to ensure the angular displacement in one time step within a single cell of the computational grid. The instantaneous velocity, pressure, temperature and Mach number fields are obtained with calculations. Few points in the nozzle vane channel oblique zones are selected to fix pressure pulsations. The spectral analysis of the data reveal that the tonal component with blades passing frequency dominates the spectra of pressure pulsations, its amplitude is above 7000 Pa. Calculation of loading on nozzle blade gives the amplitude of force 2 N and amplitude of momentum 0.03 N m

Key words: *criorefrigirator; turbo-expender; sliding surface; numerical modelling; pressure pulsation spectra; blade passing frequency*

References

[1] Epifanova V.I. Low-temperature radial turbo-expanders. Moscow. "Engineering" 1974 [Nizkotemperaturny'e radial'ny'e turbodetandery'. M. «Mashinostroenie»].
[2] Mikulin I.V., Marfenin I.V., Arkharova A.M. Cryogenics. Moscow . «E'nergiya»1975 [Texnika nizkix temperatur. Pod red. E.I. Mikulina I.V., Marfeninoj I.V., Arxarova A. M. , M. «E'nergiya»,].
[3] Fredrik Hellström Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine March 2008 Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics SE-100 44 Stockholm, Sweden
[4] Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
[5] Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460 p.

УДК 532.527:621

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СДВИГОВЫХ ВИХРЕВЫХ СТРУКТУР В ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ

Ш.А. Пиралишвили
М.Н. Сергеев
И.М. Верещагин

Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьёва
ул. Пушкина, д. 53, г. Рыбинск, Российская Федерация 152934
ivan_ver89@mail.ru

В закрученных потоках, реализуемых в вихревых устройствах (вихревые трубы, горелки), имеют место интенсивные акустические колебания. Высокочастотные колебания с частотой 12-18кГц связаны с динамикой развития сдвиговых вихревых структур. В данной работе представлены результаты численного моделирования таких структур методом крупных вихрей. Показано, что закрутка потока, приводит к увеличению их размера.

Ключевые слова: *вихревая структура, закрутка, горение.*

Введение

Закрученные потоки используются для интенсификации тепломассообменных процессов в технических устройствах. В поле центробежных сил при этом при этом развиваются интенсивные вторичные вихревые структуры, которые деформируют газодинамическую картину течения. С практической точки зрения важно знать, какова роль и степень влияния таких структур на термодинамические характеристики работы вихревого устройства.

Наиболее существенным проявлением неустойчивости закрученного потока является наличие низкочастотных (1-6 кГц) и высокочастотных (12-18 кГц) пульсаций давления и связанных с ними прецессионного движения вихревого ядра и когерентных вихревых структур, типа вихревых спиралевидных жгутов, распространяющихся по периферии [1,2].

Высокочастотная неустойчивость связана с образованием в вихревом устройстве крупномасштабных когерентных вихревых структур (КВС) сдвигового характера, подобно тому, как это имеет место в турбулентных слоях смешения струй с различными скоростями течения.

Когерентность в таких КВС связано с тем, что они рождаются строго периодически в области соплового ввода, где уровень осевых скоростей наиболее высок. Поскольку в противоточном вихревом устройстве на границе раздела свободного и вынужденного вихрей dV_z/dr – максимальна, то именно там и происходит сворачивание соприкасающихся слоёв газа в спиралевидные жгуты, опоясывающие вынужденные вихри и вращающиеся вместе с ними. Вихревые жгуты могут образовываться в несколько рядов (по радиусу) и по мере движения вдоль вихревого устройства попарно сливаются. При этом происходит их укрупнение и, соответственно, уменьшение частоты проявления. Именно это и подтвердили опыты [3].

1 Модель когерентных вихревых структур

При рассмотрении КВС с математической точки зрения будем представлять их в виде вращающихся тороидов. Такая модель, являясь абстрактной, тем не менее, отражает наиболее существенные особенности КВС, а точнее сдвиговый характер их природы, т.е. тот факт, что происхождение КВС обусловлено наличием высокой сдвиговой скорости в осевом направлении. Следовательно, в осесимметричном приближении КВС примут форму замкнутого тороида.

Наличие вращательного движения тороида в окружающем вязком газе приводит к возможности изменения его геометрических характеристик.

Качественно возникновение радиальных смещений КВС можно представить следующим образом. На границе раздела потенциального и вынужденного вихрей в результате осевого противотока генерируются вихревые жгуты, опоясывающие вихревое ядро. Вследствие вращения вихревых жгутов вместе с ядром относительно оси вихревой тру-

бы с угловой скоростью $\vec{\Omega}$ будет происходить изменение ориентации момента импульса малого элемента вихревого жгута, в результате чего возникнет гироскопический момент, который развернет момент импульса так, что тот не будет направлен под углом $\pi/2$ к оси трубы, как это имеет место в момент образования КВС (рисунок 1).

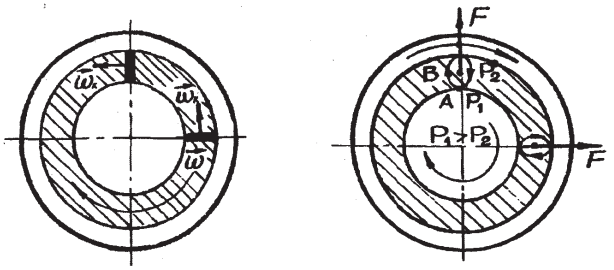


Рисунок 1. К механизму возникновения радиальной пульсации вихревого жгута

В результате у момента импульса $\vec{M}\sim\vec{\omega}_k$, где ω_K- угловая скорость вращенияэлемента КВС относительно своей криволинейной оси, возникнет составляющая, сонаправленная с $\vec{\omega}$, а значит, что в области минимального радиуса т. А) поток в жгуте будет перемещаться навстречу основному течению и давление здесь возрастет, а в области т. В - уменьшится, т.е. возникнет сила $\vec{F}$, действующая на вихревой жгут по направлению к периферии.

Таким образом, КВС, как области с повышенным энергосодержанием, переходят на периферию и тем самым увеличивают ее энергию. Такой механизм неустойчивости действует только в одном направлении и хорошо согласуется с возникновением реверса при образовании зоны рециркуляции в области диафрагмы ВТ. В этом случае КВС возникают на границе рециркулирующего потока. Направление силы $\vec{F}$ можно определить по знаку скалярного произведения вектора угловой скорости вращения приосевого вихря и вектора угловой скорости вихревого жгута - ω_K, после его разворота. В описанном выше безрециркуляционном режиме это произведение положительно, что соответствует силе, направленной к периферии. Возникновение зоны рециркуляции приводит к изменению направления начальной завершённости КВС и осевой составляющей скорости, что соответствует зеркальному отражению относительно плоскости, перпендикулярной оси вихревой грубы. Но при зеркальном отражении скалярное произведение не изменяется и, соответственно, не изменяется направление действия силы $\vec{F}$. В результате вихревой перенос энергии будет идти из зоны рециркуляции в область потока, выносимого через отверстие диафрагмы, что и приводит, в конечном счете, к его нагреванию.

2 Оценка частоты КВС

Вернемся к рассмотрению динамики вторичных вихрей. Из приведенных выше вычислений следует, что интенсивность поперечных пульсаций крупных вихрей существенно определяет перенос энергии и импульса. Для оценки этой интенсивности или частоты будем исходить из следующих допущений:

1. частота пульсаций определяется временем перехода крупного кольцевого
вихря на периферию;
2. движение вихря (КВС) происходит до тех пор, пока вектор момента импульса, локальной его части не станет, параллелен вектору момента импульса основного потока;
3. геометрия элемента вихря в процессе движения не изменяется.

Пусть имеется тороидальный вихрь (рисунок 2а). Разобьем его на части, как показано на рисунке.

Частоту пульсации всего вихря в целом определяется частотой пульсации его части А. Эту частоту мы и будем искать.

Перемещение вихря А с частотой Ω соответствует повороту оси В с той же частотой относительно оси С перпендикулярной рисунку. Рассмотрим элемент А отдельно.

Как видно из (рисунок 4б), элементарный вихрь А представляет собой гироскоп, вращение ротора которого происходит с частотой ω, а сам гироскоп вращается относительно оси С с угловой скоростью ω_k. В этом случае на гироскоп действует момент силы.

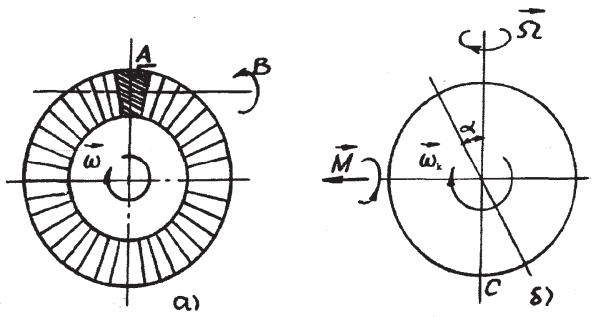


Рисунок 2. Расчётная схема радиальных пульсаций вихревого жгута

$$M = J\omega_k\omega, \qquad (1)$$

где J- момент инерции относительно оси, совпадающей с ω. В общем случае, когда вихрь повернут на угол относительно оси D имеем:

$$M = J\omega_k\omega,$$
$$M = J\omega_k\omega\cos\alpha. \qquad (2)$$

Тогда уравнение вращательного движения вихря примет вид:

$$\alpha'' = J\omega_k\omega\cos\alpha, \qquad (3)$$

где J_d – момент инерции относительно оси D.

Полагая, что большая часть массы вихря сосредоточена на периферии имеем:

$$J_d = \frac{m\lambda^2}{4}, \qquad (4)$$

и уравнение (3) примет вид:

$$\alpha'' = 4\omega_k\omega\cos\alpha, \qquad (5)$$

Такое уравнение аналитически не интегрируется. Так как на промежутке $[0,\pi/2]$ выражение $\cos\alpha$ принимает значение от 1 до 0, полагаем:

$$(\alpha'')_{ср} = 2\omega_k\omega \qquad (6)$$

Интегрируя (6) с учетом условий $\alpha'(0) = 0$ и $\alpha\ (0) = 0$ получим:

$$\alpha = \omega_k\omega t^2. \qquad (7)$$

Время пульсаций находим из условия $\alpha = \pi/2$, т.е.:

$$\tau = \left(\frac{\pi}{2}\omega_k\omega\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad (8)$$

Частота пульсаций будет определяться соотношением:

$$\nu = \frac{1}{\tau} = \left(\frac{2\omega_k\omega}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad (9)$$

Характерные значения $\omega = 3\cdot 10^4 с^{-1}$, $\omega_k = 10^4 с^{-1}$ следовательно $\nu = 10$ кГц.

3 **Моделирование вихревых структур методом крупных вихрей**

Оценочный анализ, проведенный выше, и соответствующие экспериментальные данные показывают, что возбуждаемые в вихревом потоке различного рода неустойчивости являются важным фактором его микроструктуры. Отсюда следует, что при расчете характеристик работы вихревой трубы необходимо учитывать потоки энергии и импульса, порождаемые динамикой газодинамических возмущений, уметь прогнозировать их основные свойства. Целесообразность такого подхода обусловлена практической необходимостью совершенствования вихревых аппаратов на основе адекватного моделирования особенностей интенсивно закрученного потока и развития методов управления ими.

Задача моделирования динамики сдвиговых вихревых жгутов известна из теории слоя смешения свободных потоков и решалась численно методом дискретных вихрей [4]. Однако обобщить полученные результаты на рассматриваемый случай нельзя, т.к. в условиях закрутки помимо индуцированного дискретными вихрями поля скорости появляется центробежное ускорение и ускорение, обусловленное силой Кориолиса.

Таким образом, для определения зависимости величины λ от свойств закрученного потока используем численный модельный эксперимент на основе метода дискретных вихрей.

Основная идея метода, предложенного впервые Розенхедом [5], состоит в замене слоя смешения системой точечных изолиро-

ванных вихрей – вихревой цепочкой. Поток вихря для каждого точечного вихря остается постоянным, равным циркуляции Г вокруг точки. Если начальное расстояние между вихрями равно a, то основное течение имеет скорость (рис. 2):

$$\square_0 = \mp\frac{\Gamma}{\square}. \qquad (10)$$

Скорость, индуцируемая i-ым вихрем, определяется по формулам [4]

$$U = \frac{\Gamma}{2\pi}\frac{(y - y_i)}{r^2}, \qquad (11)$$

$$V = -\frac{\Gamma}{2\pi}\frac{(x - x_i)}{r^2}, \qquad (12)$$

где $\square^2 = (\square - \square_{\square})^2 + (\square - \square_{\square})^2$.

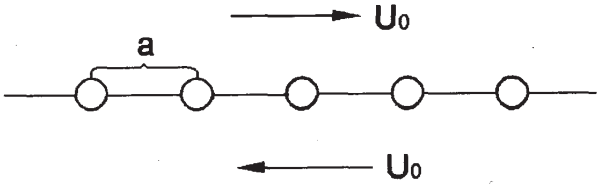


Рисунок 3. Вихревая цепочка, моделирующая слой смешения

Каждый вихрь движется в поле, индуцируемом всеми другими вихрями.

Получим дифференциальное уравнение для скорости движения i-го вихря. Для этого продифференцируем выражения (11) и (12) по времени

$$\frac{dU}{dt} = f_1\left(U, V, U_i, V_i, x, y, x_i, y_i\right), \qquad (13)$$

$$\frac{dV}{dt} = f_2\left(U, V, U_i, V_i, x, y, x_i, y_i\right). \qquad (14)$$

При переходе в систему координат, вращающуюся с угловой скоростью Ω, в уравнениях (13) и (14) добавятся центробежное $a_ц$ и Кориолисово $a_к$ ускорения.

Полагая $U_i<V$, что имеет место в реальном закрученном потоке, Кориолисовым ускорением можно пренебречь. Данное приближение можно также интерпретировать и как условие пренебрежения поперечной деформацией вихревой структуры, которое будет выполняться при малом промежутке времени ее формирования.

При определении центробежного ускорения будем считать, что невозмущенный поток вращается согласно условию радиального равновесия

$$\omega^2 r = \rho\frac{dp}{dr} \qquad (15)$$

Согласно закону сохранения момента импульса при переходе вихря на радиальную позицию $r' = r + \Delta r$ его скорость изменится, т.е.:

$$\omega\ \ r^2 = \omega' r'^2, \qquad (16)$$

$$\omega' = \omega\left(\frac{r}{r'}\right)^2. \qquad (17)$$

Таким образом, нормальное ускорение вихря примет вид:

$$a_n = \rho\frac{dp}{dr} - \omega'^2 r' = r'\omega^2\left[1 - \left(\frac{r}{r'}\right)^2\right], \qquad (18)$$

или с учётом того, что

$$r' = r + \Delta r, \quad (34)$$

получим:

$$a_n = (r + \Delta r)\omega^2\left[1 - \left(\frac{r}{r + \Delta r}\right)^2\right]. \qquad (19)$$

Если величину радиальной флуктуации вихря отсчитывать от равновесного значения r_0, выражения (13) и (14) примут вид:

$$\begin{cases} \dfrac{dU}{dt} = f_1 \\ \dfrac{dV}{dt} = f_2 + a_n \end{cases}. \qquad (20)$$

При определении координаты i-ом вихря необходимо систему (20) просуммировать по всем остальным $i \neq j$ вихрям, при этом одновременно интегрируем (20) по времени, получая

$$\begin{cases} U_i = -\dfrac{\Gamma}{2\pi}\sum\limits_{i\neq j}\dfrac{y_i - y_j}{r_{ij}^2} \\ V_i = \dfrac{\Gamma}{2\pi}\sum\limits_{i\neq j}\dfrac{x_i - x_j}{r_{ij}^2} - \int a_{ni}\,dt \end{cases}. \qquad (21)$$

Интегрирование системы (21) для нахождения зависимости координат вихрей от времени будем проводить численно, используя явный метод Эйлера.

Индекс *к* определяет номер временного слоя.

Приведем систему к безразмерному виду и построим разностный аналог. В качестве определяющих параметров примем циркуляцию Г и масштаб а, тогда масштаб скорости есть $□_0 = \frac{\Gamma}{a}$, масштаб времени $\Delta□ = \frac{a}{□_0} = \frac{a^2}{\Gamma}$. Используя обозначения для безразмерных координат и скоростей $\bar{□} = \frac{□}{□_0}$, $\bar{□} = \frac{□}{□_0}$, $\bar{□} = \frac{□}{□}$, $\bar{□} = \frac{□}{□}$, $\Delta\bar{□} = \frac{\Delta□}{\Delta□}$ получим расчётные формулы:

$$\begin{cases} \bar{x}_i^{K+1} = \bar{x}_i^K + \dfrac{1}{2\pi}\sum\limits_{j\neq i}\dfrac{\Delta\bar{y}_i^K - \Delta\bar{y}_j^K}{\bar{r}_{ij}^2}\Delta\bar{t} \\ \Delta\bar{y}_i^{K+1} = \Delta\bar{y}_i^K - \dfrac{1}{2\pi}\sum\limits_{j\neq i}\dfrac{\bar{x}_i^K - \bar{x}_j^K}{\bar{r}_{ij}^2}\Delta\bar{t} + \bar{v}_i^K\Delta\bar{t} \\ \bar{v}_i^{K+1} = \bar{v}_i^K - 2\alpha^2\Delta\bar{y}_i^K\Delta\bar{t} \end{cases}, \qquad (22)$$

где индекс *к* определяет номер временного слоя, а величина $\Delta\bar{y} = \bar{y}_j - \bar{y}_0$представляет собой отклонение вихря от исходной позиции.

Получившийся при обезразмеривании комплекс α имеет вид:

$$\alpha = \frac{\omega a^2}{\Gamma}, \qquad (23)$$

и характеризует соотношение завихренностей в продольном и поперечном направлениях потока и является параметром задачи.

Расчеты показали, что КВС достаточно быстро сворачивается и за тем ее рост замедляется почти до нуля.

Результаты численного моделирования динамики развития вихревого слоя смешения представлены на рисунке 4.

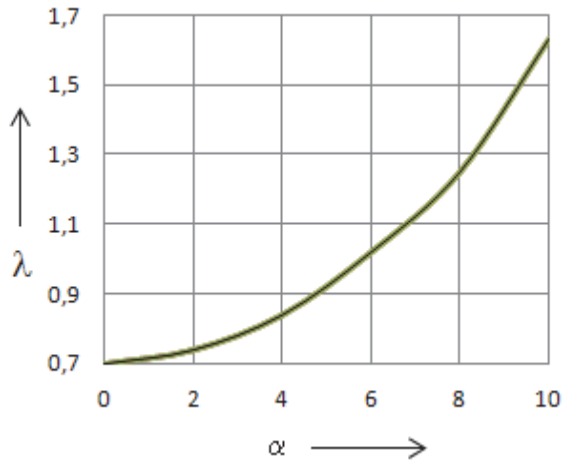


Рисунок 4. Размер вихревой структуры от параметра α

Из графика следует, что при увеличении параметра крутки относительный размер КВС (после ее формирования) изменяется по закону $\lambda = 0.7+0.0093\alpha^2$.

Список использованных источников

1. Лукачёв С.В. Исследование неустойчивых режимов течения газа в вихревой трубе Ранка // ИФЖ. 1981. XLI, №5.-С.784-791.
2. Лукачёв С.В., Матвеев С.Г. Некоторые результаты экспериментального исследования регулярных колебаний давления, возникающих при работе вихревой трубы Ранка // Вихревой эффект и его применение в технике. Куйбышев, 1981.С.109-112.
3. Лукачёв С.В. Исследование неустойчивых режимов течения газа в вихревой трубе Ранка // Вихревой эффект и его применение в технике. Куйбышев, 1984. С. 38-44.
4. Kovasznay L.S.G. Coherent structures in turbulent shear flow end Australas // Conf.Heat and Mass Transfer. – Sydney, 1977. – P.295-304.
5. Штым А.Н. Аэродинамика циклонно-вихревых камер. Владивосток, 1985. 199 с.

NUMERICAL SIMULATION OF VORTEX STRUCTURES IN SHEAR FLOW SWIRLING

Shota A. Piraltshvili
Mikhail N. Sergeev
Ivan M. Vereshchagin

Rybinsk State Aviation Technical University
Pushkina st, 53, Rybinsk, 152934, Russian Federation
ivan_ver89@mail.ru

In swirling flows implemented in vortex devices (vortex tubes, burners), there are intense acoustic vibrations. High-frequency oscillations with a frequency of 12-18kHz linked to the dynamics of shear vortex structures. This paper presents the results of numerical modeling of such structures by large eddies. It is shown that flow swirling vortex slows growth, increase their size.

Key words: *vortex structure, swirling flow*

References

1. Lukachev S.V. Study of unstable modes of gas flow in a vortex tube Ranka. IFZH, 2008, no5, pp. 784-791. (in Russian)
2. Lukachev S.V. Matveev S.G. Some experimental results on regular pressure fluctuations encountered when using a vortex tube Ranka. Kuybishev, 1981, pp. 109-112 (in Russian).
3. Lukachev S.V. Study of unstable modes of gas flow in a vortex tube Ranka. Vortex effect and its application in engineering,Kuybishev, 1984, pp. 38-44.
4. Kovasznay L.S.G. Coherent structures in turbulent shear flow end Australas // Conf.Heat and Mass Transfer. – Sydney, 1977. – P.295-304.
5. Shtym A.N. Aerodynamics cyclone-vortex chambers. Vladivostok, 1985, 199 p.

УДК 532.536.539.621

ЯВЛЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКОГО В ТВЕРДЫХ ТЕЛАХ И ТУРБУЛЕНТНОГО ДЛЯ ТЕКУЧИХ СРЕД ПЕРЕХОДОВ

Г.М. Моргунов

НИУ «Московский энергетический институт»
Красноказарменная ул., 14
г. Москва, Российская Федерация, 111250
ggm@mpei.ru

Предлагается парадигма возможного и интерпретируемого зарождения очагов турбулентности и последующего её развития при перманентном поступлении в исследуемую область текучей среды энергии с положительной производной. Эта парадигма основана на постулате о доминантном подобии – условной комплементарности явлений пластического в твердых телах и турбулентного в текучих средах переходов.

Ключевые слова: *Твердое деформируемое тело; среда, текучая, жидкая, газовая; физическая точка; локальное термодинамическое квазиравновесие; частотно-волновой спектр; пластический, турбулентный переходы; парадигма; постулат; доминантное подобие; коллапс-функции*

1 Введение

Предложим принцип и попытаемся качественно раскрыть сущность возможного и интерпретируемого варианта механизма *спонтанно-точечного* (в физическом смысле) возникновения монофуркации (резкого разделения в физическом свойстве изотропности), вызванной в *определенной* физической точке (ФТ) текучей среды (ТС) внутренними силовыми взаимодействиями при переходе через границу устойчивости её термомеханического состояния с последующим *перманентным* нарастанием полевого развития турбулентности в условиях динамических процессов «с обострением» (термин, фигурирующий в монографии [1] и использованный нами в работе [2]). Предлагаемый далее механизм возникновения локальной по пространству-времени $(\vec{x},t)$ флуктуации напряженного состояния в ТС имеет в своей основе феноменологический характер, но в ключевых отношениях содержит, как будет следовать из последующего изложения, достаточно весомые, хотя и качественные, физические опытные, либо теоретические предпосылки. Здесь и далее под ФТ будем понимать предельно малую (в виртуальном смысле) частицу сплошной среды, но с достаточными количествами корпускул и диапазонами частотно-волновых спектров (ЧВС) их групповых движений и силовых взаимодействий, согласующихся с гипотезой о локальном термодинамическом квазиравновесии [3]. Представление о таком равновесии предполагает, в частности, возможность измерения давления p и детерминированной слагающей T_p и температуры T, допускающее, однако, существование дополнительного стохастического поля T_{st}.

2 Основная часть

Предварительно целесообразно высказать следующие замечания.

Высокая степень актуальности проблемы прямого описания турбулентности явилась причиной выдвижения не малого числа сценариев её, вообще говоря, революционного «в малом», зарождения и дальнейшего эволюционирования при поступлении в ТС термомеханической энергии с положительной производной. Достаточно полный обзор физико-математических моделей (ФММ) на эту тему для временного периода до 1968 г.

содержится, например, в монографии [4], а для современного этапа – в работе [5] (см. также [6]). Как правило, выдвинутые предложения исходят из динамической модели Навье-Стокса для несжимаемой жидкости с постоянным, либо *монотонно* зависящим от температуры *T*, коэффициентом вязкости (модулем скорости сдвига) $\mu = \dot{G}$. К сожалению, такие подходы не раскрывают непосредственно *внутреннего источника* зарождения турбулентности, представляющегося в таком случае как Ding an Sich (по И.Канту - «вещью в себе»). В связи с отмеченным уместно привести высказывание Дж.Марсдена: «Для полных уравнений Навье-Стокса мы не только не знаем ни одного турбулентного решения, но даже неизвестно существует ли такое» [7], - остающееся справедливым и по настоящее время. Известно также примечательное выражение Т. Кармана на одном из симпозиумов о том, что, «когда он, наконец, предстанет перед Создателем, первое откровение, о котором он бы просил, будет раскрытие тайн турбулентности» (цитируется в [6]).

Определенным стимулом в формировании излагаемой далее концепции возникновения и развития турбулентности в ТС явилось восприятие идей синергетической самоорганизации в открытых диссипативных системах различного физико-биологического и социо-антропологического происхождения [1, 2. 6].

В качестве рабочей гипотезы в последующем принимается постулат о *доминантном подобии* – условной комплементарности(ключевой пункт) формализма пластического, с обращением в нуль модуля Юнга на площадке текучести, а, следовательно, и изотермических модулей объемной упругости *B* и сдвига *G*, (или, возможно, упруго-пластического) перехода в твердых деформируемых телах (ТТ) и турбулентного для ТС. Здесь твердые тела понимаются в их классическом представлении как абсолютно упруго деформируемые среды до перехода через предел упругости, т.е. при полном отсутствии «памяти» об их предактуальных конфигурациях, как это имеет место в ТС [8,9]. Непротиворечивость положения о существовании оговоренного ранее подобия усматривается, например, в известных аспектах сообразности макропроявлений динамики в *почти плотно* упакованных микроструктурах ТТ и жидких средах (ЖС). Отмеченное, в частности, относится к свойствам ближнего порядка (для ЖС – относительного) их молекулярно-атомной структуры, термомеханической упругости, соотношениям энергий внутренних электромагнитных и кинетических полей [10-12].

В целях упрощения выкладок и имея в виду только качественные проявления означенных переходов достаточно ограничится рассмотрением метаморфоз только тензора напряжений **P** ФТс сохраняем в выражениях для его компонент, без потери релевантности рассуждений, лишь наиболее значимых составляющих. Динамические процессы в ТТ и ЖС примем детерминантно изотермическими, т. е. $T_d = const$.

В итоге для ТТ с учетом принятых упрощающих факторов соотношение, позволяющее математически описать процесс деформирования тела с переходом через предел упругости, демонстрируемый на рис. 1 (см. там же линию 2), по крайней мере, при однократном растягивающем внешнем силовом воздействии, может быть представлено следующим образом

$$\mathbf{P} = \left[-p_0 + B \int\limits_{I_{s.1.0}}^{I_{s.1}} \boldsymbol{\kappa} dI_{s.1} \right] \mathbf{I} + 2G \int\limits_{\mathbf{S}_{d.0}}^{\mathbf{S}_d} \mathbf{K} \cdot d\mathbf{S}_d, \quad (1)$$

где: p_0 – начальное значение давления, **I** – единичный тензор, $I_{s.1}$ – первый инвариант тензора деформации **S**, $\mathbf{S}_d$ – его девиатор; интеграл по $\mathbf{S}_d$ здесь, а далее – интегралы по девиаторам тензоров $\dot{\mathbf{S}}_d \vee \ddot{\mathbf{S}}_d$ скоростей и ускорений деформаций являются тензор-

ной формой записи интегралов по *каждой* текущей компоненте этих тензоров; **к** и **K** — безразмерные скалярная и эллипсоидальная тензорная КЛ (коллапс) — функции (рабочий термин) от $I_{s.1}$ и $\mathbf{S}_d$ порознь, а также обе — от эквивалентного напряжения P_e, имеющего место обычно при одномерном растяжении эталонного образца. Параметр P_e, характеризующий *свойства* материала, но не зависящий от конфигурации исследуемой области движения сплошной среды и вида нагружения, определяется, как известно, по какому-либо выбранному критерию текучести с предельным напряжением P^* (на рис.1 $\sigma = P^*$).

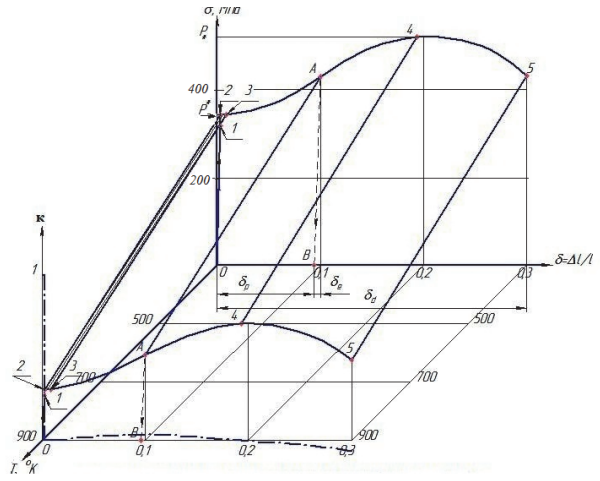


Рисунок 1. Характерная 3D диаграмма продольного упруго-пластического деформирования призматического образца из углеродистой стали: $\delta = \Delta l/l$ – относительная деформация; $\delta_p, \delta_e, \delta_d$ - пластическая (остаточная) деформация, упругая деформация, деформация разрушения; *l* – длина образца; 1, 4, 5 – линии напряжений предела пропорциональности, прочности, разрушения; 2-3 – площадка текучести; k – скалярная КЛ-функция, σ – напряжение растяжения

Так, для критерия текучести Треска–Сен-Венана, сформулированного по наибольшему (критическому) касательному напряжению, $P_{cr} = \left\{ P_{\substack{i,j \\ i \neq j}} \right\}_{\sup} = P_e = P_1 - P_3$ из ранжированных в порядке убывания главных значений P_k, k = 1, 2, 3 тензора **P** [13]. Ясно, что в зависимости от физических свойств каждого конкретного ТТ к фиксации рассматриваемого перехода могут быть привлечены и более общие по сравнению с предыдущим и лучше согласующиеся с опытом критерии текучести, например, критерий Мора.

Далее полагается что, тензор **K** — симметричный $(\mathbf{K} \times \mathbf{I}) = 0$ — векторное тензорное произведение, и с главными осями, совпадающими с таковыми для $\mathbf{S}_d$. Этот фактор, строго говоря, является ещё одним упрощающим анализ пунктом. Отметим также, что подинтегральное выражение в последнем слагаемом уравнения (1) представляет собой скалярное произведение соответствующих тензоров.

На интервалах линейно-упругих и последующих деформаций (вплоть до разрушающих) КЛ-функции, то есть скаляр **к** и главные значения K_k (k = 1, 2, 3) тензора **K,** удовлетворяют условиям

$$\begin{aligned} &(P_e < P^*) \rightarrow \mathbf{к} \wedge K_k = 1 \quad \exists \quad \mathbf{K} = \mathbf{I}; \\ &(P^* < P_e^- < P_*) \rightarrow 0 \le (\mathbf{к} \wedge K_k) < 1; \\ &(P_e^+ < P_*) \rightarrow \mathbf{к} < 0. \end{aligned} \qquad (2)$$

Здесь P_* - эквивалентный предел прочности, P_e^- и P_e^+ - текущие эквивалентные напряжения слева и справа от линии предела прочности (линия 4 на рис.1), $\wedge$, $\vee$, $\exists$ - логические символы «и», «или», «так что». В качестве иллюстрации к соотношениям (2) на рис. 1 приведена (штрихпунктиром) зависимость $\mathbf{к}(\delta)$. Видно, что для данного материала при переходе процесса нагружения через площадку 1-2 происходит практически скачкообразное изменение параметра **к** от 1 до 0 с последующим пологим нарастанием за линией 3 вплоть до состояния предела прочности (линия 4) и с дальнейшей деградацией структуры образца ($d\mathbf{к}/d\delta < 0$), завершающейся его разрушением в окрестности зо-

ны 5.

Переходя к рассмотрению явления возникновения турбулентности в ТС будем придерживаться высказанного ранее постулата о существовании *доминантного подобия* с ТТ в характере изменения тензора **P** при локальном достижении средой критического напряженного состояния. С учетом оговоренных в предыдущем упрощений, не предполагающих тем не менее, что стохастическая составляющая T_{st} температурного поля отсутствует, для тензора напряжений в ФТ *жидкой* среды (ЖС) имеем

$$\mathbf{P}=\mathbf{P}_s+\mathbf{P}_d=-\left(p_0+B\int\limits_{\ln\rho_0}^{\ln\rho}\boldsymbol{\kappa}d\ln\rho\right)\mathbf{I}+2\dot{G}\int\limits_{\dot{\mathbf{S}}_{d0}}^{\dot{\mathbf{S}}_d}\dot{\mathbf{K}}\cdot d\dot{\mathbf{S}}_d, d\ln\rho=-dI_{s.1} \quad , \qquad (3)$$

где ρ - плотность.

Первые слагаемые в правых частях (1), (3) по сути аналогичны. Близки также и смысловые назначения КЛ-функций $\boldsymbol{\kappa}, \mathbf{K}\wedge\dot{\mathbf{K}}$. Принципиальные отличия состоят:

- в удовлетворении факту безусловно превалирующего в ЖС влияния на уровень напряжений сдвига скоростей деформаций, выражаемого вторым слагаемым в (3), т.е. тензором $\mathbf{P}_d$;

- в учете, посредством ступенчатых изменений компонент $\mathbf{P}_d$ (см. далее), специфики скачкообразных внутренних мезопревращений как реакций, с повышенным макропроявлением свойства текучести, средне-групповых силовых и теплоэнергетических полей в ФТ на переход через критические значения действующих на неё касательных напряжений.

Рассматриваемые далее резкие монофуркации главных значений тензора $\dot{\mathbf{K}}$ фактически следует интерпретировать как пропорциональные им скачкообразные изменения *кинематического коэффициента вязкости* υ по соответствующим главным направлениям этого тензора.

Представляются принципиально допустимыми, в виде простейшей *концептуальной парадигмы*, последующие толкования совокупности метаморфоз предтурбулентной монофуркации в динамике ФТ. Эта парадигма включает три определяющих аспекта:

- *опытный факт* констатации того, что *реальные* капельные жидкости, являющиеся всегда в той или иной степени многофазными и многокомпонентными, несопоставимо слабее выдерживают растягивающие напряжения по сравнению со сжимающими [10];

- явление *локальной турбулентной сверхтекучести* при тотально-плоскостном суперкритическом растяжении ФТ вдоль двух из трех главных осей девиатора $\mathbf{P}_d$ тензора напряжений;

- принцип *дефекто-ревальвации* (восстановления) изотропности собственно физических свойств ФТ на завершающей стадии точечной монофуркции, но с пониженным значением компонент КЛ-функций. Настоящий принцип в сущности интуитивен, но во многом наведен положением (теоремой Больцмана) о равнораспределении энергии по степеням свободы ФТ статистической теории теплоёмкости в её классической постановке [14].

Процесс начальной стадии турбулентного перехода будем рассматривать в локальной по $\vec{x}$ и t системе ортогональных координат, отвечающих главным осям тензора $\mathbf{P}_d$, а следовательно, и тензоров во втором слагаемом выражения (3). Далее в целях упрощения записей нижний индекс d при компонентах $\mathbf{P}_d$ опущен. В качестве критерия достижения граничного значения для точечной монофуркации примем условие $P_{cr}=P_k\big|_{\sup}=P^*$, где $k = 1\vee 1{,}2$ согласно ранее оговоренной последовательности расположения главных значений тензора напряжений, а в данном случае – его девиатора $\mathbf{P}_d$. Заметим, что в теории ТТ подобный критерий используется для хрупких материалов.

Пусть в некоторой ФТ пространства-

времени $(\vec{x},t^*)$ в момент $t=t^{*-}$ (т. е. t^* слева) возникла одна из следующих двух ситуаций

$$\left\{P_1\geq P^*,(P_2\wedge P_3)<P^*\right\}\vee\left\{(P_1\wedge P_2)\geq P^*,P_3<P^*\right\}\Big|_{t^{*-}} \quad (4)$$

Тогда для $t = t^{*+}$ (т. е. t^* справа) компоненты тензора $\dot{\mathbf{K}}$ и скаляра **к**, вместо величин $\dot{K}_k = 1$ ($k = 1, 2, 3$), **к** = 1 при $P_k \le P^*$, приобретают, соответственно отмеченным ситуациям и согласно *первому* аспекту парадигмы, следующие значения

$$\left[(\dot{K}_1=0,\ \dot{K}_2=\dot{K}_3=1)\vee(\dot{K}_1=\dot{K}_2=0,\dot{K}_3=1);\mathbf{к}=0\right]\Big|_{t^{*+}} \quad (5)$$

Последняя (вторая) ситуация обращения по (19) в нуль сразу двух из трех рассматриваемых параметров выражает *второй* аспект парадигмы. В последующие моменты времени из интервала $t\in(t^{*+}+\delta t^*)$ происходит установление изотропного вида второго слагаемого в правой части равенства (17) – *третий* аспект парадигмы. При этом

$$(\dot{K}_k=\mathbf{к}=2/3)\vee(\dot{K}_k=\mathbf{к}=1/3)\ \Big|_{t^{*+}+\delta t^*},k=1,2,3. \quad (6)$$

Временной интервал изотропийной релаксации динамического процесса от состояния ФТ (5) к (6) зависит от её актуальной микроструктурной данности, чем, в частности, и вызвана интегральная форма записи соответствующих слагаемых в уравнениях (1), (3), допускающая, по всей видимости, описание статистически-вероятностными методами. Такой подход характеризуется повышенной сложностью. Поэтому качественно и в виде первого приближения воспользуемся оценкой рассматриваемого параметра, основываясь на идее дискретного разложения функций поля по их ЧВС [15] применительно к настоящей проблеме прямого моделирования турбулентных течений. Тогда для *текущей* (слева-направо) *j*-й дискреты волнового спектра функций поля по координатным направлениям главных значений $\dot{K}_k$ тензора $\dot{\mathbf{K}}$ обсуждаемый временной интервал может быть оценен величиной

$$\delta t_j^* \approx \left(\rho/B\right)^{1/2} æ_{s,inf,j}^{-1},\ j=1,2,\ldots,j_{sup}\ ,i=inf, \quad (7)$$

где $(B/\rho)^{1/2}$ – скорость распространения динамических возмущений (локальная скорость звука), $æ_{s,i,j}$ – наименьшее (*inf*) волновое число *j*-й дискреты данного спектра, предположительно приближающееся при $j\to j_{\sup}$ к волновому масштабу Колмогорова $æ_{s,kl}$ с исчезающе малым уровнем плотности энергии турбулентных пульсаций [16]. Собственно пространственно-временной переход от (5) к (6) в простейшем приближении и с дополнительным учетом малости δt_j^* допустимо положить линейным.

Естественно, что описанное соотношениями (4)-(7) скачкообразное и, вообще говоря, стохастическое (при $T_{st}\neq 0$) возмущение напряженного состояния данной физической точки некоторым образом распространяется на «соседние» частицы ЖС. Дальнейшее развитие событий многовариантно и реально не доступно описанию во *всех* деталях. Впрочем, отмеченное не столь существенно, поскольку интересующие в итоге практику значения функций поля определяются в результате осреднения их значений по ансамблю актуальных реализаций применяемой ФММ (определенная корреляция с эргодической гипотезой Больцмана-Гиббса [14]).

Принципиально важными и с необходимостью удовлетворяемыми алгоритмами ФММ являются следующие положения:

- если в какой-либо последующий момент времени $t>(t^{*+}+\delta t_j^{\,*})$ окажется, что все три главные значения девиатора тензора напряжений $P_k < P^*$, то происходит возвращение в обратном направлении рассматриваемой ФТ к докритическому состоянию, при котором $\dot{\mathbf{K}} = \mathbf{I}$, **к**=1;

- при перманентном понижении уровня подводимой к ЖС извне термомеханической энергии общее число монофуркаций и их интенсивность снижаются с восстановлением ламинарного режима течения $Re < Re^*$; противоположный характер изменения этой энергии приводит к установлению развитого турбулентного течения во всей выделенной для исследования макрообласти потока.

Заключая изложение одного из вариантов представлений исследователя о начальной стадии турбулентного перехода для ЖС, базирующихся на принятой концептуальной парадигме, отметим, что последующие изыскания могут, возможно принципиально, либо только в зависимости от рода конкретной жидкости, привести к выводу, что при $t = t^{*+}$ ступенчато изменяющиеся по схеме (5) компоненты КЛ – функций должны обращаться не в нуль, а принимать некоторые значения из диапазона $0 \le (\dot{K}_k \wedge \mathbf{к}) < 1,\ k = 1 \vee 1,\ 2$. Конечно, на базе изложенной концепции правомерно рассмотреть и иные, быть может, в большей степени согласующиеся с действительностью, сценарии турбулентного перехода при изменении «с обострением» этих функций.

Для *газов* в силу их типовых свойств исключительной текучести, единообразия в восприятии сжимающих и растягивающих напряжений, а также при дополнительном факторе расширенного спектра термодинамических, в частности – политропных процессов, критерий турбулентного перехода, скорее всего, должен иметь более общий, чем для ЖС, вид, подобный, например, критерию текучести Губера-Мизеса в теории ТТ. С этими же обстоятельствами связаны ограниченные возможности упрощения формализма при анализе явления турбулентного перехода в *газовых* средах (ГС).

В связи с изложенным выражение для тензора напряжений в ФТ ГС с сохранением наиболее значимых членов запишем в виде

$$\mathbf{P} = -\left[p_0 + \int_{\ln\rho_0}^{\ln\rho} B\hat{\mathbf{e}}_f d\ln\rho + \int_{\ln T_0}^{\ln T} B_\rho \hat{\mathbf{e}}_q d\ln T \right] \mathbf{I} + 2\dot{G} \int_{\dot{\mathbf{S}}_{d0}}^{\dot{\mathbf{S}}_d} \dot{\mathbf{K}} \cdot d\dot{\mathbf{S}}_d + 2\ddot{G} \int_{\ddot{\mathbf{S}}_{d0}}^{\ddot{\mathbf{S}}_d} \ddot{\mathbf{K}} \cdot d\ddot{\mathbf{S}}_d, \quad (8)$$

где B_ρ - изохорный модуль объемной упругости, нижние индексы *f, q* при $\hat{\mathbf{e}}$ означают отнесение к силовым и тепловым полям соответственно, а две верхние точки над соответствующими функциями – к процессам ускорений деформаций.

Видно, что выражение (8) для **P** в ФТ ГС значительно сложнее ранее рассмотренных представлений (1), (3), однако существо изложенных преобразований тензора **P** в случае ЖС остается в силе и для ГС.

В целях установления оценки эквивалентного напряжения P_e для тензора $\mathbf{P}_d$ и соответственно экспериментально определяемого критического (предельного) напряжения P^* турбулентного перехода в ТС, зависящих от свойств конкретной текучей среды, но, как отмечалось, не от вида границ исследуемой области движения и термомеханических внешних воздействий, могут быть привлечены подобно тому, как это принято при изучении напряженно-деформированного состояния ТТ, теоретические и опытные данные о значениях данных параметров для течений в канонических областях. В качестве таковых, могут быть рассмотрены, например, потоки над плоской поверхностью, течения Куэтта, или в круглых цилиндрических трубах.

Заключение

Полностью представляя сложность предмета настоящего исследования и степень актуальности рассмотренной проблемы, автор будет признателен всем представителям научной общественности, специализирующимся в области сильно неоднородной динамики сплошных сред, за конструктивные обсуждения с ним данной работы.

Список использованных источников

1. Капица С.П., Курдюмов С.П., Малинецкий Г.Г. Синергетика и прогнозы будущего. М.: Наука, 2001, 283 с.
2. Моргунов Г.М. Социосинергетика и образование. М.: Изд-во МЭИ, 2005, 151 с.
3. Ozisik M. N., 1973, Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection, Wiley, New York. [Пер. с англ.: Оцисик М.Н. Сложный теплообмен. М.: Мир, 1976, с. 10; 616 с.]
4. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. М.: Наука: Ч.1, 1965, 639 с. Ч.2, 1967, 720 с.
5. Евстигнеев Н.М., Магницкий Н.А., Сидоров С.В. Новый подход к объяснению природы турбулентности вязкой несжимаемой жидкости // Сб. «Динамика неоднородных систем» [под ред. Попкова Ю.С.] М. Сер: Тр. ИСА РАН. Т.33. Вып.12. 2008. С.49-65.
6. Климонтович Ю.Л. Турбулентной движение и структура хаоса: Новый подход к статистической теории открытых систем. Наука, 1990, С. 266; 320 с.
7. Marsden J. Attempts to relate the Navier-Stokes equations to turbulence / In «Turbulence Seminar» / ed. P. Bernard, T. Ratiu, Lecture Notes in Mathematics, 615 / Springer-Verlag, New York – Berlin – Heidelberg, 1977, 266 p. [Пер. с англ.:Странные аттракторы. М.: Мир. Сб. статей, 1981. С.7-20; 253 с.].
8. Coleman B. D. & Noll W., 1960, An approximation theorem for functionals with applications in continuum mechanics, Arch. Rational Mech. Anal., 6, p. 355 – 370.
9. Wang C.- C., 1965, The principle of fading memory, Arch. Rational Mech. Anal., 18, p. 343 – 366.
10. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1975, 592 с.
11. Фишер И.З. Статистическая теория жидкости. М.: Физматлит, 1961, 280 с.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. С. 9 - 14; 736 с.
13. Благонадежин В.Л., Окопный Ю.А., Чирков В.П. Механика материалов и конструкций. М.: Изд-во МЭИ, 1994/ С. 27 – 29, 47 – 60; 311 с.
14. Ансельм А.И. Основы статистической физики и термодинамики. М.: Наука, 1973, С. 42, 45, 61, 171; 424 с.
15. Моргунов Г.М. К прямому численному решению уравнений динамики континуальных сред // Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы: тр. МНТ и НМК. М.: Изд-во МЭИ, 2006. С 25-30.
16. Белоцерковский О.М. Вычислительная механика. Современные проблемы и результаты. М.: Наука, 1991/ С. 75, 76; 183 с.

PHENOMENONS OF PLASTIC TRANSITION IN DEFORMABLE SOLID AND TURBULENT TRANSITION IN FLUIDS

Gennady M. Morgunov

NRU Moscow
Power Engineering Institute
14, Krasnokazarmennaya ul.,
Moscow,
111250, Russian Federation
ggm@mpei.ru

The paradigm of the possible and interpretative turbulence hearths origin and following its development in case of permanent entering into under study area fluid mediums energy with positive derivative is presented. That paradigm about the turbulent transition in fluids is described for the first time and based on the postulate of its dominant similarity to the phenomenon of plastic deformation in solids.

Key words: *Medium; deformable solid, liquid, gaseous; physical points; local thermodynamic quasi-equilibriums; plastic, turbulent transition; paradigm; postulate; dominant similarity; collapse-functions.*

References

17. Капица С.П., Курдюмов С.П., Малинецкий Г.Г. Синергетика и прогнозы будущего. М.: Наука, 2001, 283 с.
18. Моргунов Г.М. Социосинергетика и образование. М.: Изд-во МЭИ, 2005, 151 с.
19. Ozisik M. N., 1973, Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection, Wiley, New York. [Пер. с англ.: Оцисик М.Н. Сложный теплообмен. М.: Мир, 1976, с. 10; 616 с.]

20. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. М.: Наука: Ч.1, 1965, 639 с. Ч.2, 1967, 720 с.
21. Евстигнеев Н.М., Магницкий Н.А., Сидоров С.В. Новый подход к объяснению природы турбулентности вязкой несжимаемой жидкости // Сб. «Динамика неоднородных систем» [под ред. Попкова Ю.С.] М. Сер: Тр. ИСА РАН. Т.33. Вып.12. 2008. С.49-65.
22. Климонтович Ю.Л. Турбулентной движение и структура хаоса: Новый подход к статистической теории открытых систем. Наука, 1990, С. 266; 320 с.
23. Marsden J. Attempts to relate the Navier-Stokes equations to turbulence / In «Turbulence Seminar» / ed. P. Bernard, T. Ratiu, Lecture Notes in Mathematics, 615 / Springer-Verlag, New York – Berlin – Heidelberg, 1977, 266 p. [Пер. с англ.:Странные аттракторы. М.: Мир. Сб. статей, 1981. С.7-20; 253 с.].
24. Coleman B. D. & Noll W., 1960, An approximation theorem for functionals with applications in continuum mechanics, Arch. Rational Mech. Anal., 6, p. 355 – 370.
25. Wang C.- C., 1965, The principle of fading memory, Arch. Rational Mech. Anal., 18, p. 343 – 366.
26. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1975, 592 с.
27. Фишер И.З. Статистическая теория жидкости. М.: Физматлит, 1961, 280 с.
28. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. С. 9 - 14; 736 с.
29. Благонадежин В.Л., Окопный Ю.А., Чирков В.П. Механика материалов и конструкций. М.: Изд-во МЭИ, 1994/ С. 27 – 29, 47 – 60; 311 с.
30. Ансельм А.И. Основы статистической физики и термодинамики. М.: Наука, 1973, С. 42, 45, 61, 171; 424 с.
31. Моргунов Г.М. К прямому численному решению уравнений динамики континуальных сред // Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы: тр. МНТ и НМК. М.: Изд-во МЭИ, 2006. С 25-30.
32. Белоцерковский О.М. Вычислительная механика. Современные проблемы и результаты. М.: Наука, 1991/ С. 75, 76; 183 с.

УДК 532.595.7

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕПРОТОЧНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ МАГИСТРАЛИ

А.Г. Гимадиев,
А.Ф. Синяков,
В.М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
gimadiev_ag@mail.ru,
af.sinyakov@yandex.ru
vmresh@rambler.ru

Приведены результаты исследования частотных характеристик непроточной трубопроводной магистрали с ёмкостью на конце. Исследования проведены с целью проверки адекватности математической модели «Transmission line method» (TLM), разработанной Н. Джонстоном и представленной в виде расчётных блоков в программе MATLAB Simulink. Для экспериментального исследования характеристик трубопроводной магистрали авторами разработано и изготовлено специальное стендовое оборудование. Показано хорошее совпадение теоретических и экспериментальных характеристик трубопровода, что указывает на адекватность математической модели TLM.

***Ключевые слова**: Пульсирующий поток, трубопровод; transmission line method; частотные характеристики*

1 Введение

Одним из основных элементов гидравлических систем различного назначения является трубопровод, поэтому многие авторы уделяют пристальное внимание к описанию в нём динамических процессов и расчёту его частотных характеристик [1-8]. Однако для инженерных расчётов динамических характеристик гидравлических систем и научных исследований процессов в сложных системах, включающих участки трубопроводов, желательно иметь их математические модели, свёрнутые в специальные расчётные блоки, используемые в пакетах программ высокого уровня, например, в MATLAB Simulink. Такая модель трубопровода разработана и представлена в виде блоков-четырёхполюсников Н. Джонстоном [9, 10]. Учитывая актуальность использования этой модели в гидравлических приводах с дискретным управлением, авторы провели косвенные экспериментальные исследования частотных характеристик непроточной трубопроводной магистрали, включающей участок трубопровода с ёмкостью на конце.

К настоящему времени накоплен большой опыт по созданию методик и экспериментального оборудования для проведения динамических испытаний гидравлических элементов [11-13]. Эти методы основаны на использовании пульсирующего потока жидкости. В качестве источника пульсаций применяются генераторы колебаний различных типов. Несмотря на это, предварительное моделирование трубопроводной магистрали может дать существенное понимание возникающих динамических процессов и позволит подобрать требуемые параметры и режимы работы стенда при проведении экспериментов.

2 Теоретическое исследование динамических процессов на стенде с трубопроводной магистралью

Для теоретических исследований частотных характеристик трубопроводной магистрали выбран стенд, разработанный с учётом рекомендаций, приведенных в работах [12, 13]. Рабочий участок стенда (рисунок 1) состоит из блока пульсирующего давления и объекта испытания.

В состав блока пульсирующего давления входят баллон высокого давления (объём V_0) – источник постоянного давления, баллон высокого давления (объём V_1) – источник колебаний жидкости, баллон низкого давления (объём V_3) – сглаживает пульсации давления на входе в вентиль $ВН_3$, генератор колебаний ГН дроссельного типа с приводом от электродвигателя ЭД, регулировочные вентили $ВН_1$, $ВН_3$, с помощью которых можно настраивать амплитуду колебаний давления. Объектом испытаний является цилиндрический трубопровод, на выходе из которого установлена ёмкость (объём V_2) и

вентиль $ВН_2$. Вентилем $ВН_2$ перекрывается выходной конец трубопровода.

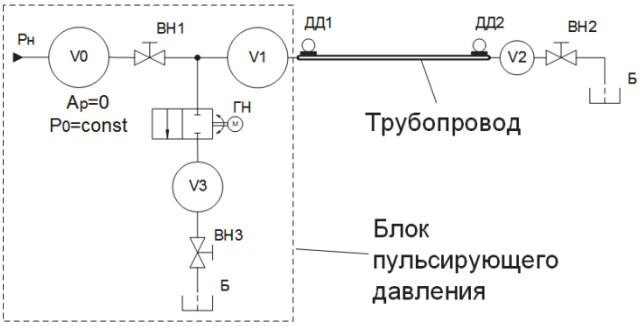


Рисунок 1. Гидравлическая схема участка стенда для исследования частотных характеристик трубопроводной магистрали

Теоретическое исследование трубопроводной магистрали проводится на основе уравнений баланса расхода жидкости элементов участка стенда.

Уравнение баланса объёмного расхода жидкости на выходе из вентиля $ВН_1$ имеет вид:

$$Q_1 = Q_{V1} + Q_{\text{in}} + Q_{\text{gen}} \qquad (1)$$

где Q_{V1} – расход, втекающий в ёмкость V_1; Q_{in} – расход на входе в трубопровод; Q_{gen} – расход на входе в генератор колебаний ГН.

Расход жидкости, протекающий через вентиль $ВН_1$ определяется из выражения:

$$Q_1 = \mu F_1 \sqrt{2(P_0 - P_{\text{in}})/\rho} \qquad (2)$$

где μ – коэффициент расхода; F_1 – площадь проходного сечения; P_0 – давление в ёмкости V_0; P_{in} – давление на входе в трубопровод; ρ – плотность жидкости.

Расход жидкости, втекающий в ёмкость V_1, определяется по формуле:

$$Q_{V1} = \frac{V_1}{\rho c^2} \cdot \frac{dP_{\text{in}}}{dt} \qquad (3)$$

где V_1 – приведённый объём ёмкости V_1; с – скорость звука.

Расход жидкости, протекающий через генератор колебаний ГН, при допущении о квазистационаности процесса дросселирования потока, определяется из выражения:

$$Q_{\text{gen}} = \mu F(\varphi) \sqrt{2(P_{\text{in}} - P_{V3})/\rho} \qquad (4)$$

где $F(\varphi)$ – закон изменения площади проходного сечения окон генератора от угла поворота его вала (рисунок 2); P_{V3} – давления в ёмкости V_3.

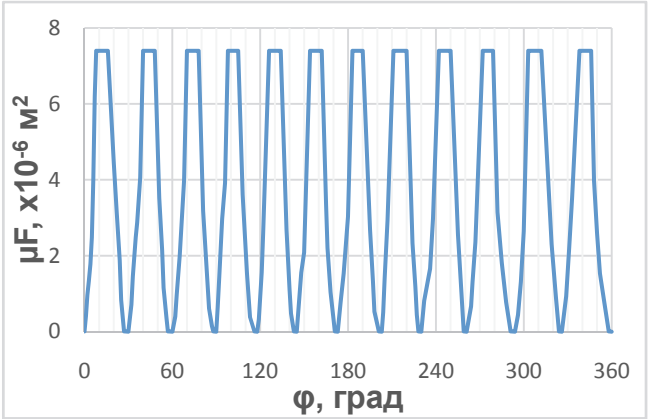


Рисунок 2. Экспериментальная зависимость эффективной площади окон генератора μF от угла поворота его вала φ

Принцип работы генератора колебаний жидкости основан на изменении гидравлического сопротивления протекающему потоку жидкости путём периодического изменения площади его проходного сечения [13]. Закон изменения площади проходного сечения – трапецеидальный. Число отверстий распределителя – 12, что соответствует 12 пикам колебаний за один оборот. При определении характеристики генератора площадь его проходного сечения изменялась от 6,97 до 7,82 мм^2, что объясняется конструктивными неточностями изготовления и монтажа генератора. При проведении расчётов было принято среднее значение, равное 7,4 мм^2.

Выразив из формулы (3) давление P_{in} и подставляя в неё расход Q_{V1} из уравнения (1) получим:

$$P_{\text{in}} = \frac{\rho c^2}{V_1} \int (Q_1 - Q_{\text{in}} - Q_{\text{gen}}) dt \qquad (5)$$

Уравнение баланса объёмного расхода жидкости на выходе из генератор колебаний ГН имеет вид:

$$Q_{\text{gen}} = Q_{V3} + Q_3 \qquad (6)$$

где Q_{V3} – расход, втекающий в ёмкость V_3; Q_3 – расход через вентиль $ВН_3$.

Расход жидкости, втекающий в ёмкость V_3, определяется по формуле:

$$Q_{V3} = \frac{V_3}{\rho c^2} \cdot \frac{dP_{V3}}{dt} \quad (7)$$

где V_3 – приведённый объём ёмкости V_3.

Расход жидкости, протекающий через вентиль $ВН_3$ определяется из выражения:

$$Q_3 = \mu F_3 \sqrt{2(P_{V3} - P_{t1})/\rho} \quad (8)$$

где F_3 – площадь проходного сечения; P_{V3} – давления в ёмкости V_3; P_{t1} – давление в сливной магистрали.

Выражая из формулы (7) давление P_{V3} и подставляя в неё расход Q_{V3} из уравнения (6) получим:

$$P_{V3} = \frac{\rho c^2}{V_3} \int (Q_{\text{gen}} - Q_3) dt \quad (9)$$

Уравнение баланса объёмного расхода жидкости на выходе из трубопровода имеет вид:

$$Q_{\text{out}} = Q_{V2} + Q_2 \quad (10)$$

где Q_{V2} – расход, втекающий в ёмкость V_2; Q_2 – расход через вентиль $ВН_2$.

Расход жидкости, втекающий в ёмкость V_2 определяется по формуле:

$$Q_{V2} = \frac{V_2}{\rho c^2} \cdot \frac{dP_{V2}}{dt} \quad (11)$$

где V_2 – приведённый объём ёмкости V_2.

Расход жидкости, протекающий через вентиль $ВН_2$ определяется из выражения:

$$Q_2 = \mu F_2 \sqrt{2(P_{V2} - P_{t2})/\rho} \quad (12)$$

где F_2 – площадь проходного сечения; P_{V2} – давления в ёмкости V_2; P_{t2} – давление в сливной магистрали.

Выражая из формулы (11) давление P_{V2} и подставляя в неё расход Q_{V2} из уравнения (10) получим:

$$P_{V2} = \frac{\rho c^2}{V_2} \int (Q_{\text{out}} - Q_2) dt \quad (13)$$

где Q_{out} – расход на выходе из трубопровода.

Моделирование движения жидкости в трубопроводе было проведено с использованием модели Джонстона Laminar TLM PP [10, 11] – усовершенствованная модель Круза и др. [14]. Модель Джонстона, в виде файла Simulink, доступна в сети Интернет [15].

TLM модель учитывает время распространения волны при передаче давления и расхода с одного конца трубопровода на другой. Параметры изменяются в течение заданного количества шагов. Значения на новом шаге вычисляются на основе значений соответствующих переменных на предыдущем шаге с учётом времени распространения волны.

Входными параметрами для расчёта являются значения давления на входе P_{in} и на выходе P_{out} трубопровода. Также задаются свойства жидкости и параметры трубопровода. Выходными параметрами трубопровода являются колебания расхода жидкости на входе Q_{in} и на выходе Q_{out}.

Таким образом, связь между параметрами жидкости на входе и выходе трубопровода по модели Н. Джонстона записывается в форме четырёхполюсника [4]:

$$\begin{bmatrix} P_{\text{in}} \\ P_{\text{out}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_{\text{in}} \\ Q_{\text{out}} \end{bmatrix} \quad (14)$$

где A, B, C, D – коэффициенты матрицы передачи трубопровода.

Блок-схема модели TLM, реализованной в программе Simulink, приведена на рисунке 3.

На основе приведенных выше уравнений (1)…(14) в программе MATLAB Simulink была составлена блок-схема исследуемой системы (рисунок 4).

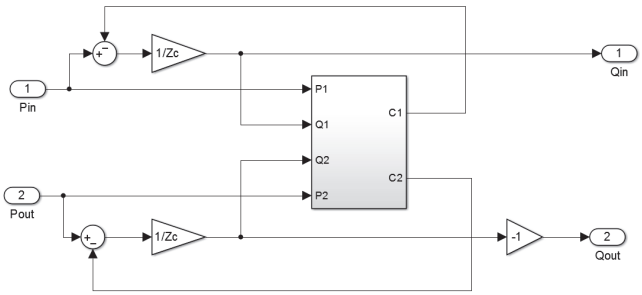


Рисунок 3. Блок-схема модели Laminar TLM PP

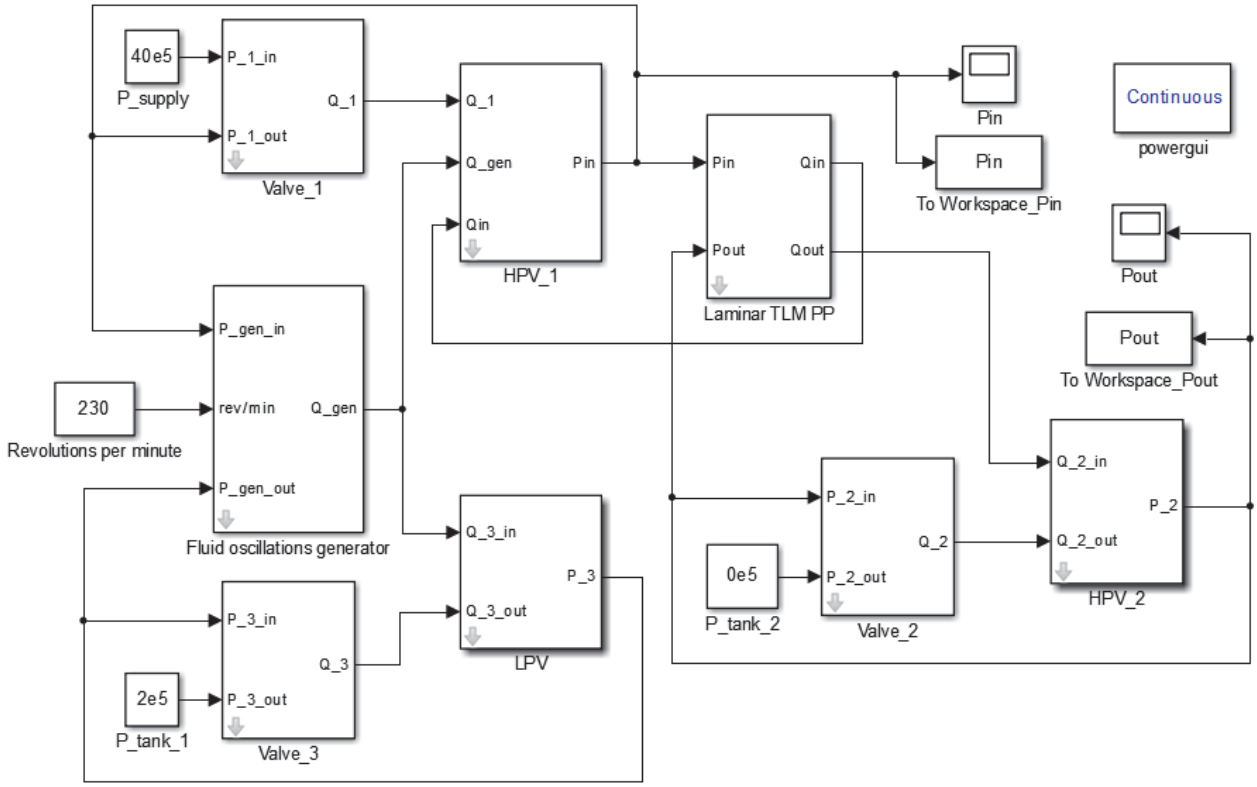


Рисунок 4. Блок-схема участка стенда для исследования частотных характеристик в программном пакете MATLAB Simulink

С использованием приведённой модели можно провести исследование переходных и частотных характеристик трубопроводной магистрали.

Целью расчётов было построение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) трубопроводной магистрали представляющей собой зависимость отношения амплитуд колебаний давления на выходе из трубопровода (в ёмкости) к амплитуде колебаний давления на входе A_{Pout}/A_{Pin} от частоты колебаний жидкости f [2].

Параметры исследуемой гидравлической системы представлены в таблице (рабочая среда - масло АМГ-10).

Таблица. Параметры моделируемой системы

Параметр	**Значение**
Плотность, ρ	850 кг/м^3
Вязкость при t=25 °C, ν	18 сСт
Модуль упругости, E	13500 кгс/см^2
Скорость звука, c	1290 м/с
Длина трубопровода, L	3,96 м
Диаметр трубопровода, D_y	8 мм
Объём V_1	$3\cdot10^{-3}$ м^3
Объём V_2	$15\cdot10^{-3}$ м^3
Объём V_3	$0{,}141\cdot10^{-3}$ м^3

Основные параметры моделирования:

- способ моделирования: переменный шаг (variable-step);
- решатель: ode45 (Dormand-Prince);
- максимальный шаг расчета (max step size): 1/10000;
- относительная погрешность (relative tolerance): 1e-5.

Расчёт частотных характеристик непроточной трубопроводной магистрали проводился в следующем порядке. На входе в генератор было установлено постоянное давление нагнетания 40 кгс/см^2, давление в сливной магистрали – 2 кгс/см^2. Изменяя частоту вращения вала генератора в диапазоне от 0 до 310 об/мин (что соответствует частоте генерируемых колебаний от 0 до 62 Гц) фиксировались значения амплитуд первых гармоник входного P_{in} и выходного P_{out} давлений. На частотах, близких к резонансной, шаг частоты колебаний задавался 0,3-0,5 Гц. Гармонический анализ сигналов проводился с использованием инструмента FFT Analysis (быстрое преобразование Фурье) блока Powergui. Начало временного интервала для проведения гармонического анализа задавалось без учёта переходного процесса в системе. Далее находилось отношение амплитуд A_{Pout}/A_{Pin}.

2 Экспериментальное исследование частотных характеристик трубопроводной магистрали

Для проверки адекватности математической модели трубопроводной магистрали были проведены испытания трубопровода на рабочем участке стенда (рисунок 5), описанном выше.

Значения пульсирующего давления на входе и выходе трубопровода измерялись тензометрическими статодинамическими датчиками Вт 206 (80 кгс/см^2). Регистрация данных проводилась с помощью модуля NI 9172, подключённого к шасси NI cDAQ-9172. Отображение и обработка экспериментальных данных проводилась в режиме реального времени в программе SignalExpress.

Для устранения помех измеренный сигнал обрабатывался фильтром Баттерворта (до 250 Гц). Затем в блоке Power Spectrum проводился гармонический анализ отфильтрованного сигнала, записывались значения амплитуд и частот.

Во время эксперимента необходимо было выполнить следующие действия:

1) прокачать гидравлическую систему для удаления из неё воздуха;
2) перекрыть вентиль $ВН_2$ и установить среднее значение давления на входе в генератор 40 кгс/см^2;
3) задать минимальное значение частоты вращения вала генератора из диапазона от 16 до 62 Гц.
4) записать значения первых гармоник амплитуд колебаний давлений P_{in}, P_{out} на установленной частоте и далее во всём диапазоне.

Шаг по частоте вращения задавался переменным, по мере приближения к резонансной частоте уменьшался.

Сравнительный график АЧХ непроточной трубопроводной магистрали представлен на рисунке 6.

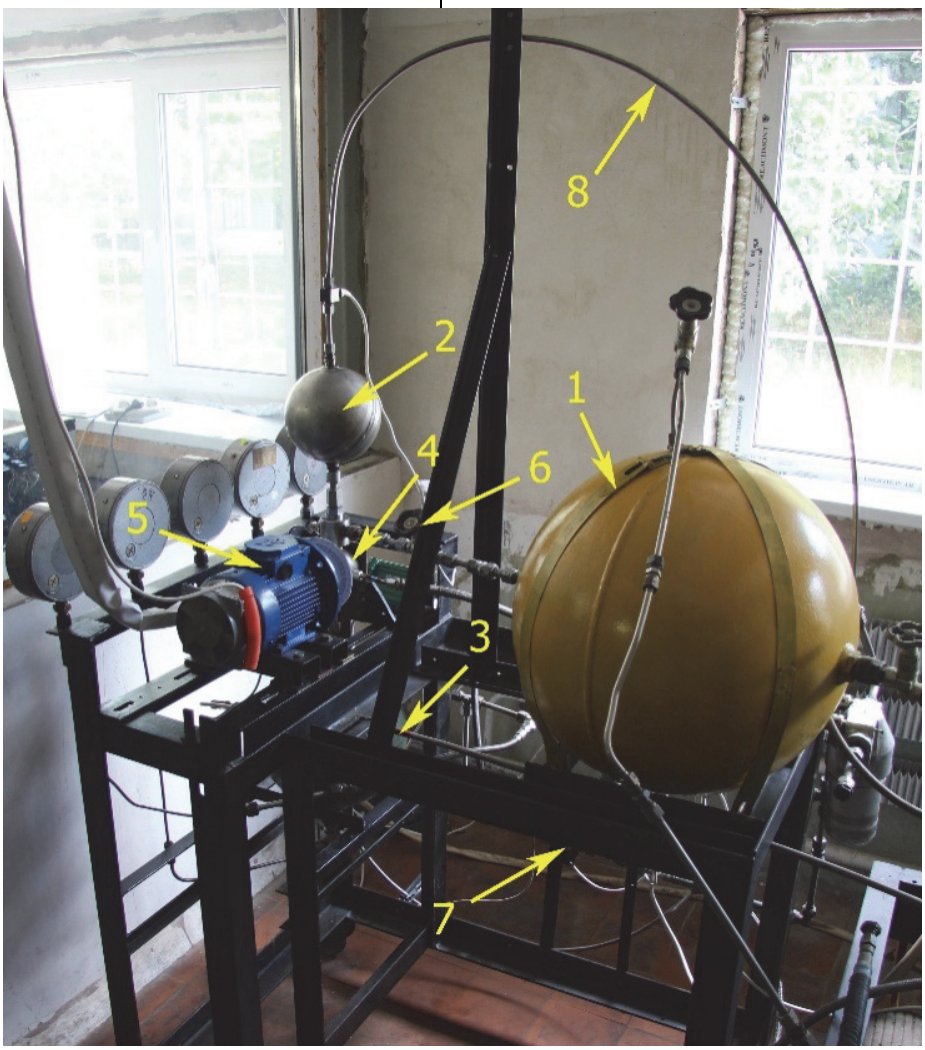


Рисунок 5. Участок стенда для исследования частотных характеристик трубопроводной магистрали:
1 – ёмкость V_0; 2 – ёмкость V_1; 3 – ёмкость V_3; 4 – ГН; 5 – ЭД; 6 – $ВН_1$; 7 – $ВН_3$; 8 - трубопровод

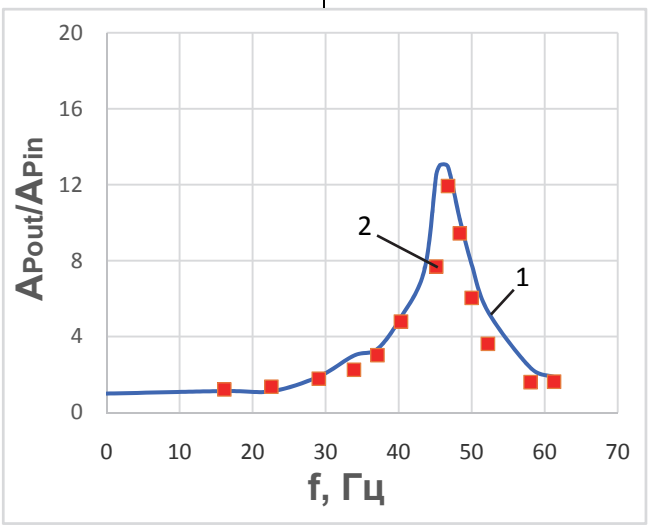


Рисунок 6. Амплитудно-частотная характеристика непроточной трубопроводной магистрали при среднем давлении 40 кгс/см^2:
1 – расчёт; 2 – эксперимент

Из представленных теоретической и экспериментальной зависимостей можно видеть их хорошее согласование, особенно на резонансной частоте.

Среднеквадратичная погрешность измерительного канала составляет 0,25 %. Расчётное значение критерия Фишера $F_{\text{расч}} = 1{,}68$, а табличное значение при уровне значимости 0,05 – $F_{\text{табл}} = 2{,}53$. Таким образом при $F_{\text{табл}} > F_{\text{расч}}$ можно утверждать об адекватности математической модели трубопровода Джонстона Laminar TLM PP [10, 11].

3 Заключение

В процессе теоретических и экспериментальных исследований частотных характеристик непроточной трубопроводной магистрали установлено хорошее их совпадение, что подтверждает адекватность модели трубопровода. Расхождение расчётного и экспериментального значений резонансной частоты составило 1,1 Гц, а модуль частотной функции – на 5…10 %. В заключение можно сделать вывод о том, что модель трубопровода Джонстона Laminar TLM PP можно с уверенностью рекомендовать для теоретических исследований гидравлических систем с непроточными участками трубопроводов.

В дальнейшем необходимо провести экспериментальные исследования проточной трубопроводной магистрали, что представляет определённые трудности в связи с необходимостью измерения колебаний расхода жидкости.

4 Благодарность

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) (шифр темы 2013-218-04-4777).

Список использованных источников

[1] Чарный, И.А. Неустановившееся течение реальной жидкости в трубах [Текст] / И.А. Чарный. - М.: Недра, 1975. - 108 с.

[2] Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Машиностроение, 1976. - 424 с.

[3] Челомей, В.Н. Пневмогидравлические системы двигательных установок с жидкостными ракетными двигателями; под ред. В.Н. Челомея [Текст] / В.Н. Челомей, Д.А. Полухин, Н.Н.Миркин, В.М.Орещенко, Г.Л. Усов - М.: Машиностроение, 1978. - 239 с.

[4] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

[5] Фокс, Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: пер. с англ. [Текст] / Д.А. Фокс. - М.: Энерготздат, 1981. - 248 с.

[6] Попов, Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Машиностроение, 1982. - 240 с.

[7] Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.Ф. Гликман. - М.: Машиностроение, 1989. - 296 с.

[8] Шорин, В.П. Гидравлические и газовые цепи передачи информации [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров. - М.: Машиностроение, 2000. - 328 с.

[9] Johnston D.N. Efficient methods for numerical modelling of laminar friction in fluid lines. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME*, 2006, 128 (4), pp. 829-834.

[10] Johnston, N. The transmission line method for modelling laminar flow of liquid in pipelines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2011, 226 (5), pp. 586-597.

[11] Johnston D.N., Drew J.E. Measurement of Positive Displacement Pump Flow Ripple and Impedance // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 1996, 210, pp. 65-74.

[12] Показеев, В.П. Разработка средств и технологии ускоренных эквивалентных испытаний агрегатов, гидравлической и топливной автоматики летательных аппаратов, пульсирующим давлением жидкости [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.07.07 / Показеев Владимир Петрович. - Самара, 1996. – 201 с.

[13] Санчугов, В.И. Методы отработки агрегатов и систем авиационной техники с использованием пульсирующих потоков жидкости [Текст]: дис. докт. техн. наук: 05.07.07, 05.07.04 / Санчугов Валерий Иванович. - Самара, 1998. – 326 с.

[14] Krus, P., Weddfelt, K. and Palmberg, J-O. Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic System.

Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME, 1994, vol. 116, p. 5.

[15] Johnston DN. Transmission line models for laminar flow in pipelines. URL: http://people.bath.ac.uk/ensdnj/models/tlm.html (дата обращения: 01.08.2013).

[16] Гимадиев, А.Г. Экспериментальная установка для исследования частотных характеристик элементов гидропривода [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Ф. Синяков, В.М. Решетов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции. – СГАУ: Самара, 2014. – В 2 Ч. Ч. 2 – С. 108-110.

Asgat G. Gimadiev,
Anton F. Sinyakov,
Viktor M. Reshetov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443123, Russian Federation
gimadiev_ag@mail.ru,
af.sinyakov@yandex.ru
vmresh@rambler.ru

THEORETIC AND EXPERIMENTAL STUDY ON THE NON-FLOWING PIPELINE FREQUENCY RESPONSE

The present paper describes the frequency response study results for the non-flowing pipeline with the vessel at the end. The study was carried out in order to verify the "Transmission line method" (TLM), developed by N. Johnston and represented as a group of MATLAB Simulink blocks. In order to perform the experimental study on the pipeline performance, authors have designed and manufactured a specific system of test-bench. A good correlation between theoretic and experimental pipeline performance, presented in this paper, confirms the validity of TLM.

Key words: *pressure ripple, pipeline; transmission line method; frequency response*

References

[1] Charnyy, I.A. (1975) *Neustanovivsheyesya techeniye real'noy zhidkosti v trubakh [The nonsteady pipeline flow of the real liquid]*, Nedra, Moscow, 108 p. (in Russian).

[2] Popov, D.N. (1976) *Dinamika i regulirovaniye gidro - i pnevmosistem [Dynamics and control of the fluid and pneumatic power systems]*, Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 424 p. (in Russian).

[3] Chelomey, V.N., Polukhin D.A., Mirkin N.N., Oreshchenko V.M., Usov G.L. (1978) *Pnevmogidravlicheskiye sistemy dvigatel'nykh ustanovok s zhidkostnymi raketnymi dvigatelyami [The gas-over-hydraulic systems of liquid propellant engine powerplants],* Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 239 p. (in Russian).

[4] Shorin, V.P. (1980) *Ustraneniye kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh [The aircraft pipelines vibration reduction]*, Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 156 p. (in Russian).

[5] Fox, J.A. (1981) *Gidravlicheskiy analiz neustanovivshegosya techeniya v truboprovodakh. Trans. from Eng. [Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks]*, Energotzdat, Moscow, 248 p. (in Russian).

[6] Popov, D.N. (1982) *Nestatsionarnyye gidromekhanicheskiye protsessy [Non-steady hydromechanic processes]*, Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 240 p. (in Russian).

[7] Glikman, B.F. (1989) *Avtomaticheskoye regulirovaniye zhidkostnykh raketnykh dvigateley [The liquid propellant engines automatic control]*, Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 296 p. (in Russian).

[8] Shorin, V.P., Gimadiev A.G., Bistrov N.D. (2000) *Gidravlicheskiye i gazovyye tsepi peredachi informatsii [Hydraulic and pneumatic information lines]*, Mashinostroyeniye [Mechanical engineering], Moscow, 328 p. (in Russian).

[9] Johnston, D.N. (2006), Efficient methods for numerical modelling of laminar friction in fluid lines. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME*, 128 (4), pp. 829-834.

[10] Johnston, N. (2011) The transmission line method for modelling laminar flow of liquid in pipelines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226 (5), pp. 586-597.

[11] Johnston, D.N., Drew, J.E. (1996) Measurement of Positive Displacement Pump Flow Ripple and Impedance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 210, pp. 65-74.

[12] Pokazeyev, V.P. (1996) *Razrabotka sredstv i tekhnologii uskorennykh ekvivalentnykh ispytaniy agregatov, gidravlicheskoy i toplivnoy avtomatiki letatel'nykh apparatov, pul'siruyushchim davleniyem zhidkosti [The development of*

means and technology for the hydraulic and fuel aircraft systems equivalent tests using the fluid pressure ripples], PhD thesis, Samara, 201 p. (in Russian).

[13] Sanchugov, V.I. (1998) *Metody otrabotki agregatov i sistem aviatsionnoy tekhniki s ispol'zo-vaniyem pul'si-ruyushchikh potokov zhidkosti [The aircraft components and systems fluid pressure ripple testing methods]*, DScTech dissertation, Samara, 326 p. (in Russian).

[14] Krus, P., Weddfelt, K. and Palmberg, J-O. (1994) Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic System. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME*, vol. 116, p. 5.

[15] Johnston, DN. Transmission line models for laminar flow in pipelines. Available at: http://people.bath.ac.uk/ensdnj/models/tlm.html (accessed 01.08.2013).

[16] Gimadiyev, A.G., Sinyakov, A.F., Reshetov, V.M. (2014) Eksperimental'naya ustanovka dlya issledovaniya cha-stotnykh kharakteristik elementov gidroprivoda [The test rig for the frequency response study of the hydraulic system elements]. *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: materialy dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii [Trials and opportunities of the propulsion engineering progress: International Sci-Tech Conference papers],* pp. 108-110 (in Russian).

G.I. Sokol

Dnipropetrovsk National University named after Oles Gonchar
Nauchnaya, 13,
Dnipropetrovsk,
49050, Ukraine
gsokol@ukr.net

NONLINEAR EFFECT AT PROPAGATION OF ACOUSTIC SIGNALS IN THE HORN

The analytical expressions, allowing analyzing the laws of increase and decrease of the second harmonic at excitation of the finite amplitude wave in the air-horn, are obtained. The distance, where the second harmonic propagating along the air-horn reaches its maximum, is determined. Comparative analysis for air-horns of different shapes is performed.

Key words: *nonlinear effect, acoustic signals, Comparative analysis*

Introduction

As a result of the sizeable increase of a loudspeaker's power there occurs the displacement of a membrane set in the trans-horn chamber. In this case the wave known in acoustics as a wave of finite amplitude is realized in the system [1-3].

It propagates along the horn and the nonlinear acoustical effects have become significant at some distance from the horn throat. This appears in transferring of the energy part of a fundamental tone wave to the higher order harmonics [4, 5], the largest share of energy falling on the second harmonic. It is necessary to realize damping the second harmonic to guarantee effective emission on a major tone frequency.

Some methods of oscillations damping are known, which are applied in the technical systems with the conduits. The necessary effect is reached, for example, by installing a screen filter in the conduits and by lining a wall with a sound-absorbing material. But usually this task is solved without taking the nonlinear effects into consideration. In addition, the methods of oscillations damping in the conduits of a variable cross-section and in the horns, which would take account of their specific shape and exponent of extension, are insufficiently studied.

This work is aimed at studying changes of acoustic pressure amplitude of the second harmonic in the horn at excitation in horn throat of the finite amplitude wave as well as a determination of the coordinate of the horn's axial section at which the amplitude reaches its maximum value.

1 Conditions of nonlinear effects' development during realization of a plane wave of finite amplitude

The intensive sound waves differ from low-amplitude disturbances described in linear acoustic approximation [1-3] considerably. During the intensive wave propagation a gradual change of a waveform occurs as a result of the difference in motion speeds of its profile's different sections. Points referring to a bigger compression move faster, and as a result the steepness of compression fronts increases. Evolution of waveform can be rated as changing its spectral composition: the increase of the edges' steepness corresponds to high-frequency harmonics rising. A dissipation of wave energy and dispersion of its propagation speed opposes to the process of nonlinear increase of edges' steepness. An influence of dissipative effects – the viscosity and the thermal conduction – leads to wave profile smoothing, to decreasing velocity gradient and temperature gradient, to a faster damping of high-frequency components of waves spectrum. An influence of sound dispersion leads to the blurring of fronts' steepness as a result of the various harmonics "recession", which moves at different speeds. Therefore the propagation of intense acoustic excitation is defined by the competition of nonlinearity, dissipation and dispersion.

The comparative role of these factors is found out by means of searching the Korteweg-de Vries-Burgers equation [1-3].

The analysis of its solution for the case of a plane wave, propagating in the unlimited space, shows, that the nonlinearity generates the second harmonic. In case of absence of the dispersion the amplitude of second harmonic

grows at first – reaching the peak at the distance X_{max} of

$$X_{max} = ln\ 2 / (\ 2\ \delta\ \omega^{2}\ )$$

(here, δ is dissipation factor, ω is circular frequency) - and then it damps exponentially.

2 The nonlinear oscillations in horns at propagation of the wave of finite amplitude

Often the occurrence of the nonlinear effects in system of sound transmission is concerned with the embodiment of a loudspeaker. For removing them, the special technical measures are taken in the mechanical part of a membrane suspension. Nonlinear distortions are also decreased by governing the irregularity of induction distribution in a gap [7]. Nonlinear distortions, connected with the magnetic field nonuniformity in a magnetic circuit's gap and violation of Hooke law, are not so substantial. Factors, related to nonlinear effects in a horn and in the chamber ahead of a horn [4], are more substantial.

At the same time, although the membrane executes a simple harmonic vibration, the wave's propagation does not already go by the sine law, and there are both fundamental harmonic and the harmonics of higher orders [5] in it. In the well-known loudspeakers constructions, the elements decreasing or removing the nonlinear effects in a horn completely were not provided. This decreased the efficiency of fundamental tone's sound generation.

In the systems of sound transmission and in the broadcasting systems the horns of different shapes are used extensively, in that way the active component of acoustic power is increased significantly [4-7].

The exact shape of a horn determinates the law of change of cross-sectional area. The longitudinal sections of the most often occurring horns are depicted in Figure 1.

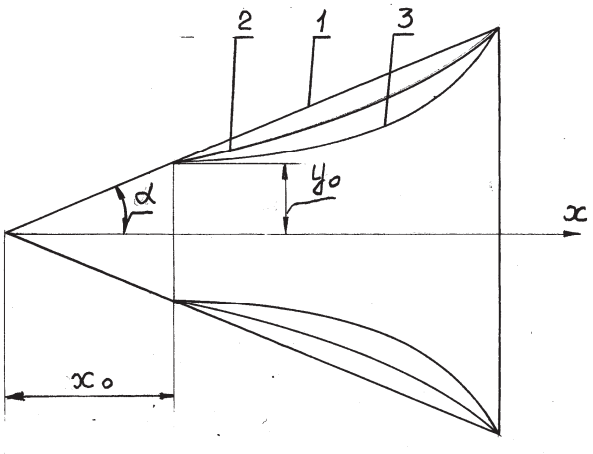


Figure 1. The shapes of horns: 1: the conical shape; 2: the exponential shape; 3: the catenoid shape; x_0, y_0 are coordinates of the initial cross-section of a horn throat; a is apex angle

2.1 The exponential horn

The sectional area of an exponential horn is measured by such a law

$$S\,x = S_0\, e^{\beta x},$$

where S_o is the sectional area of a horn throat, β is the index of extension per one meter.

The sound pressure in each harmonics propagating along the axis of the horn is described by equation, binding the value of sound pressure (p) in any point (x) along the longitudinal axis OX of the horn, the peak value of sound power in the horn throat (p_m) and the exponent of the horn extension (β).

To the horn exponential form

$$p = p_m \exp(-0,5\ \beta\ x) \quad (1)$$

To the first and second harmonics the equation (1) is written in the form of

$$p_i = p_{mi} \exp(-0,5\ \beta\ x) \quad (2)$$

Let us consider the process of changing of the sound pressure amplitude in the second harmonic $p_{2\Sigma}$ along the axis of the horn not only at the expense of axial section changing, but also at the expense of nonlinear effects' appearing.

The theory of wave of finite amplitude lets us know that as range of the wave the amplitude of second harmonic is changed by the law

$$p_2 = C\, p_1^2\, x,$$

$$C = \frac{1}{4}\,\frac{\gamma+1}{\gamma\, P_0}\,\frac{\varpi}{c_0}.$$

C is parameter, γ is specific gravity of air, po is air pressure, ω is circular frequency, co is speed of sound in a medium.

In accordance with technique, suggested by V.V. Furdujev in his work [6] we can define $p_{2\Sigma}$ as:

$$p_{2\Sigma} = \frac{2\,C p_{m1}^2}{\beta}\,[\exp(-0{,}5\,\beta x) - \exp(-\beta x)] \quad (3)$$

The rate of change of the second harmonic amplitude is solved by the equation

$$\frac{dp_2}{dx} + \frac{\beta}{2}\,p_2 = C p_{m1}^2 \exp(-\beta x). \quad (4)$$

The equation (4) is solved in the work [5] concerning p_2, and the expression is found, which shows the change of the second harmonic amplitude along a horn of exponential form:

$$p_{2\text{экс}} = \frac{2Cp_{m1}^2}{\beta}\exp\left(-\frac{\beta x}{2}\right) - \left(p_{m1}\exp\left(-\frac{\beta x}{2}\right)\right)^2 \quad (5)$$

2.2 The horn in a cathenoid shape

In sound's broadcasting horns of the exponential form are commonly used for the reproduction of high frequencies. Now the attention is paid to the efficient reproduction in the low-frequency region. In this case using of horns of catenoid shape is more profitable [6].

Let a wave of finite amplitude with quantity of sound pressure $p_{2\Sigma}$ be realized in a horn throat. The walls of the horn are considered absolutely stiff in comparison with the air quality filing it. Then we are finding the expression for the nonlinear distortion factor v_{cah} and for the second harmonic amplitude $p_{2\,cat}$ in case of horn in form of a cathenoid. Changing the sectional area S_x in the horn in cathenoid shape occurs by the law

$$S_x = S_0\, ch^2(\beta x).$$

The sound pressure amplitude of the first harmonic $p_{1\,cat}$ and the second harmonic $p_{2\,cat}$ along the horn in cathenoid shape is changing along the axes according to the relations

$$p_{1\,кат} = p_{m1}/ch(\beta x),$$

$$p_{2\,кат} = p_{m2}/ch(\beta x), \quad I = 1, 2. \quad (6)$$

Changing the sound pressure of the second harmonic $p_1 cat$ at small value in the horn throat p_{m1} is depicted in Figure 2.

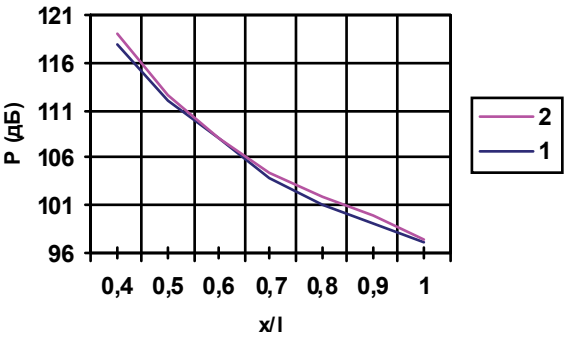


Figure 2. Changing the first harmonic along the axes of a horn, the theoretical curve; 2: the experimental values

Let us write the expression for the rate of change of the second harmonic dp_{2cat}/dx.

$$dp_{2кат}/dx = Cp_{1кат}^2 - \beta\, th(\beta x)\, p_{2кат}$$

This result in the following

$$dp_{2кат}/dx + \beta\, th(\beta x)\, p_{2кат} = \\ = Cp_{m1}^2/ch^2(\beta x) \quad . \qquad (7)$$

The equation (7) is the first-order non-homogeneous linear differential equation. The general solution is in the form

$$p_{2кат} = \frac{2Cp_{m1}^2 arctg\ exp(\beta x)}{\beta ch(\beta x)} + \frac{D}{ch(\beta x)},$$

$$D - const \quad . \qquad (8)$$

As the second harmonic appears only during the propagation of wave the solution of equation should satisfy the boundary condition

$$p_{2кат} = 0 \quad \text{by} \quad x = 0 .$$

The particular solution of the equation (7) satisfying the mentioned conditions has a form

$$p_{2кат} = \frac{2Cp_{m1}^2}{\beta ch(\beta x)}\left[arctg\ exp(\beta x) - \frac{\pi}{4}\right] \qquad (9)$$

Formula (9) implies the expression for_the nonlinear distortion factor *vcat:*

$$\nu_{кат} = 2Cp_{m1}\left[arctg\ exp(\beta x) - \frac{\pi}{4}\right]/\beta . \qquad (10)$$

2.3 The conic horn

Let us consider the horn of conical shape. The analytical dependence characterizing the depreciation of amplitude *pi* any harmonic along the axes of the conical shape horn has a form:

$$p_{1кон} = p_{m1}/(x + x_0),$$

$$p_{2кон} = p_{m2}/(x + x_0), \text{ I} = 1.\ 2. \qquad (11)$$

where p_{mi} is amplitude in the horn throat, *xo* is the distance from throat to the cone point (Figure 1).

The second harmonic amplitude as wave is ranging at a conical horn goes up with the rate

$$dp_{2кон}/dx = Cp_{m1}^2/(x + x_0)^2 .$$

Recording the total rate of second harmonic amplitude change in conical horn (subject to nonlinear effects) results in the non-homogeneous linear differential equation

$$dp_{2кон}/dx = -\, p_{m2}/(x + x_0)^2 + Cp_{m1}^2/(x + x_0)^2 . \qquad (12)$$

Having solved it, we will find the analytic dependence describing the change of second harmonic amplitude during its propagation along the conical horn subject to nonlinearity.

$$p_{2кон} = \frac{Cp_{m1}^2 \ln(x + x_0)}{x + x_0} + \frac{D}{x + x_0},$$

$$D - const . \qquad (13)$$

The unknown arbitrary constant *D* is found, satisfying the equation (12) solution (13) for the boundary condition:

$$p_{2кон} = 0 \quad \text{by} \quad x = 0 . \qquad (14)$$

It is easy to verify that particular solution of the equation (12) subjecting to boundary condition has a form:

$$p_{2кон} = \frac{Cp_{m1}^2 (x + x_0)}{1} \ln\left(\frac{x + x_0}{x_0}\right). \qquad (15)$$

Using the derived expression, let us record the formula for the nonlinear distortion factor v_{con}:

$$\nu_{кон} = p_{2кон}(x)/p_{1кон}(x) = \\ = Cp_{m1}\, ln[(x + x_0)/x_0] \qquad (16)$$

The comparison with the nonlinear distortion factors in horns of exponential shape and horns in cathenoid shape shows that with increasing of the coordinate *x* in horn of conical shape $v_{con} \rightarrow$, but this adversely affected work of a audio oscillator supplied with horns of such pattern.

3 The determining of positions of second harmonics peaks *X max* for the horns of different shapes

To the determination *X max* of distance from the horn throat to the point, where the second harmonic of sound pressure reaches its peak, we will use the necessary extreme condition [8].

3.1 The exponential horn

According to relation (5) we have the following formula for second harmonic amplitude of sound pressure in horn of exponential shape:

$$p_{2\text{экс}} = \frac{2Cp_{m1}^2}{\beta} exp\left(-\frac{\beta x}{2}\right) - \frac{2C}{2}\left(p_{m1} exp\left(-\frac{\beta x}{2}\right)\right)^2 . \quad (17)$$

Having calculated the first derivative of function of second harmonic amplitude and having equaled it to zero, we will determine the distance *X max* from the horn throat to the peak of the second harmonic:

$$dp_{2\text{экс}}/dx = Cp_{m1}^2 [-exp(-0{,}5\beta x) + 2\,exp(-\beta x)] = 0 .$$

As $Cp^2_{m1} \neq 0$, let us analyze the expression

$$2\,exp(-\beta x) - exp(-0{,}5\beta x) = 0 ,$$

where we have derived the following after taking the logarithm

$$x_{max} = (2\ ln\ 2)/\beta . \quad (18)$$

As the second derivative of function (17) is equal

$$d^2 p_{2\text{экс}}/dx^2 = Cp_{m1}^2 \beta(0{,}5\,exp(-0{,}5\beta x) - 2\,exp(-\beta x)),$$

and possesses the negative value in the *X* max point, the function of the second harmonic amplitude of the sound pressure obtains its peak in this point.

$$p^*_{2\text{экс}} = \frac{Cp_{m1}^2}{2\beta} .$$

3.2 The cathenoid horn

Having equaled the first derivative of function described by the expression (9) to zero we will obtain

$$dp_{2\text{кат}}/dx = \frac{Cp_{m1}^2}{ch^2(\beta x)}\left\{\frac{1}{2} - (arctg\ (exp\ (\beta x)) - arctg\ 1)sh(\beta x)\right\} = 0 .$$

As $Cp^2_{m1}/ch^2(\beta x) \neq 0$ whatever value of *x* is we will equal the second multiplier to zero to finding out the *X* max

$$\frac{1}{2} - (arctg\ (exp\ (\beta x)) - arctg\ 1)sh(\beta x) = 0 . \quad (19)$$

We will expand the function $arctg\ exp(\beta x)$ into series. It is showed, that type of such expansion depend on if its argument will be greater or less then one. Obviously, that $exp(\beta x) < 1$, at $\beta x < 0$. This condition is inadmissible to the problem of waves propagation in horn, as $x \geq 0$ and $\beta > 0$. Therefore we will analyze the case $\exp(\beta x) \geq 1$.

Then, according to [8], the function $arctg\ exp(\beta x)$ is expanding into series in the following way:

$$arctg\ exp(\beta x) = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{exp(\beta x)} + \frac{1}{[3\,exp(3\beta x)]} - \ldots \quad (20)$$

The expression in the right side of the formula (20) is alternating series. Solving the equation (19), we will be limited by the two first summands of the expansion (20). According to a well-known property of alternation series [8], the absolute magnitude error_appearing in this case will not rank over the first neglected term (in our case *1 / exp (3 βx))*.

Based on this, we will record the equation (19) in the form:

$$\left(\frac{\pi}{4} - \exp(-\beta x)\right)(\exp(\beta x) - \exp(-\beta x)) = 1 . \quad (21)$$

Having entered the designation $y = \exp(\beta x)$, we will derive the nonlinear equation:

$$\left(\frac{\pi}{4}-\frac{1}{y}\right)\left(y-\frac{1}{y}\right)=1\cdot$$

Allowing, that $y \neq 0$, we will come to the cubic equation

$$\pi y^3 - 8y^2 - \pi y + 4 = 0\,, \qquad (22)$$

studying which, we deduce, that it has three real roots, contained in the ranges of (-1, -0.15), (0, 1), (2, 3). As we deal with values $y>1$, we will search the solution of equation (22) on the segment (2, 3). By means of Newton's method (or method of tangent lines) we determine the sought root $y^* = 2{,}741832$ accurate within 10^{-10}.

Consequently, the peak position of the sound pressure's second harmonic concerning cathenoid shape horn throat is defined as:

$$x_{max} = \frac{1}{\beta} ln(2.741832)\,. \qquad (23)$$

The peak value of the second harmonic amplitude is equal to:

$$p^*_{2кат} = \frac{0{,}733 Cp^2_{m1}}{\beta}\,. \qquad (24)$$

3.3 The conic horn

Let us find out *X* max for the conical shape horn. The derivative of function of the sound pressure's second harmonic $p_{2кон}(x)$ represented by formula (15) after transformation has the form:

$$dp_2/dx = Cp^2_{m1}[1 - \ln(x/x_0 + 1)]/(x + x_0)^2$$

Obviously, given $x = x_0$, the analyzed derivative goes to infinity just as function itself. Therefore, $x = x_0$ is the minimal coordinate.

To the defining of *X max* we have the equation:

$$1 - ln(x/x_0 + 1) = 0\,.$$

This result in the following

$$x_{\max} = 1{,}718\, x_0\,. \qquad (25)$$

As $x_0 = y_0/tg\alpha$, then

$$x_{max} = 1{,}718\ y_0/tg\alpha\,.$$

We can simply see, that the bigger the horn's apex angle is, the closer to the horn throat the nonlinear effects appear. We have to point for completeness that the second harmonic amplitude's peak value is equal to:

$$p^*_{2кон} = \frac{Cp^2_{m1} tg\alpha}{2.718\, y_0} = \frac{Cp^2_{m1}}{2.718\, x_0}\,. \qquad (26)$$

4 The comparative analysis of the second harmonic amplitudes change

In Figure 3 the curves showing the second harmonic's change in horns of exponential, conic and cathenoid shapes are depicted.

The calculations of the second harmonics' curves were made for the following initial data: the velocity of sound in medium c_0 = 340 м/sec, exponent of the horn extension β = 0.63, the critical frequency $f_{кр}$ = 17 Hz, the circular frequency ω_0 = 106.8 rad/c, the displacement amplitude in the horn throat ξ = 0.05 м, the major tone's initial amplitude in the horn throat p_{m1} = 2.2 kPa. The curves were constructed on the frequencies *f* = 17 Hz, 20 Hz, 23 Hz, 26 Hz, 29 Hz.

It is clear from the graph that for the horns of exponential and cathenoid shapes the peaks are clear retraced. There is no clear peak for the horn of conical shape. And at the same time, in horns of exponential and cathenoid shapes values of second harmonic verge toward zero in the horn's orifices, but in a conical shape horn the second harmonic, approaching to the orifices, decreases very lightly.

We should notice that $X_{max\ cat} < X_{max\ exp}$,, i.e. the second harmonic in cathenoid shape horn reaches its peak value more rapidly. In addition, for the same working frequencies and at

the identical particle displacements in a horn throat the second harmonic amplitude's peak value is 1.25 times as big as in the cathenoid shape horn, then in the horn of exponential shape.

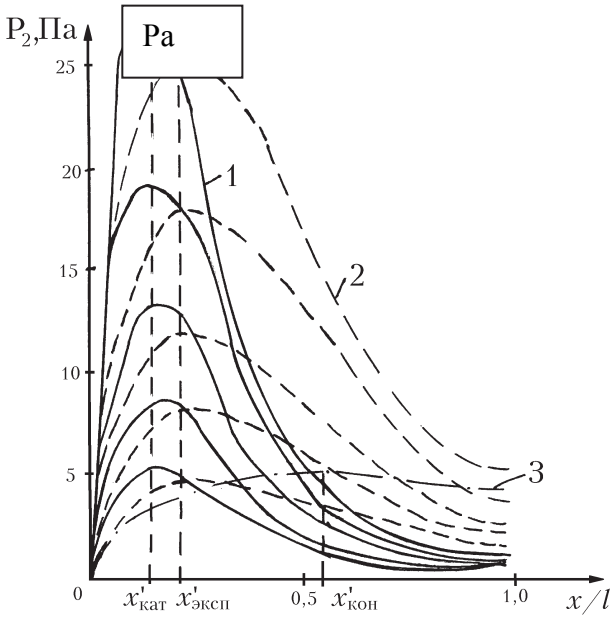


Figure. 3. Graph of the second harmonic amplitudes' change along the horns. 1.: the cathenoid shape of horn; 2.: the exponential shape of horn; 3.: the conical shape of horn, $x' = X\ max$ is the coordinate of horn's axial section, l is its finite length.

5 The comparative analysis of nonlinear distortion factors change

We will assay the effect of damping, the nonlinear distortion factor ν, which is defined as a relation of the first and second harmonics' amplitudes. In particular, in the work [5] the expression for nonlinear distortion factor in case of finite amplitude wave propagation in the exponential shape horn is found. The graphs of nonlinear distortion factors $\nu_{эксп}$, $\nu_{кат}$ and $\nu_{кон}$, depicted in fig. 4, for horns of exponential, cathenoid and conical shapes on emission frequency f = 17 Hz, ξ = 0,05 m, were calculated on the basis of the expressions (10) and (16), where ν_0 is the limit value of nonlinear distortion factor. For the exponential shape horn it is equal to $2Cp_{m1}/\beta$, for the catenoid shape horn it is $\nu_0 = \pi Cp_{m1}/2\beta$. At the same time,

$$\nu_{cat}/\nu_{\exp} = [arctg\exp(\beta x) - \frac{\pi}{4}]/[1 - \exp(-0{,}5\beta x)]$$

is true for the factors $\nu_{\exp}$, ν_{cat}.

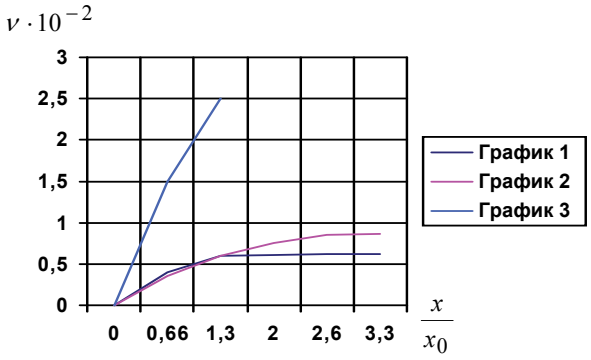


Figure. 4. The nonlinear distortion factors changer.
1.: the graph of nonlinear distortion factor $\nu_{кон}$,
2.: the graph of nonlinear distortion factor $\nu_{эксп}$,
3.: the graph of nonlinear distortion factor $\nu_{кат}$.

The nonlinear distortion factor ν_{con} for the conical shape horn increases at the horn extension while for the horns of exponential and cathenoid horns the factors $\nu_{\exp}$ and ν_{cat} tend to the certain limit value.

Conclusion

1. The equations have been received, describing the amplitude of the second harmonic's sound pressure and it's analog of velocity of propagation in horns of cathenoid and conical shapes.
2. The analytical expressions have been obtained, allowing defining the coordinate *X max* of cross-section, where the sound pressure's second harmonic reaches its peak, for the horns of conical, exponential and cahtenoid shapes.
3. The expressions have been derived, defining the nonlinear distortion coefficients ν for the horns of three shapes.

References

1. Naugol'ny'x K.A. Ostrovskij L.A. Nelinejny'e volnovy'e processy' v akustike. M.: Nauka, 1990. 237 s.
2. Zarembo L.K., Krasil'nikov V.A. Vvedenie v nelinejnuyu akustiku. M.: Nauka, 1966, 335 s.

3. Atchley A.A. Not your ordinary sound experience: a nonlinear-acoustic primer / Acoustic Today, Vol. 5, ISSUE 1, October 2005. P. 19 – 24.
4. Vaxitov Ya.M. Teoreticheskie osnovy' akustiki i e'lektroakusticheskix apparatov. - M.: Iskusstvo, 1982. 400s.
5. Furduev V.V. E'lektroakustika. M.: GTTI, 1948. 256 s.
6. Morz F. Kolebaniya i zvuk. M.: IIL, 1948. 660 s.
7. Sapozhkov M.A. E'lektroakustika. M.: Svyaz', 1978. - 275s.
8. Bronshtejn I.N., Semendyaev K.A. Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashhixsya vuzov. M.: Nauka, 1986. 554 s.

УДК 621.452.32

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ

С.В. Фалалеев,
А.С. Виноградов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
a.s.vinogradov@list.ru

Рассмотрена двухмассовая динамическая модель торцового газодинамического уплотнения, которая наиболее подходит для практических расчётов модель. Проведен теоретический и экспериментальный анализ динамического состояния уплотнения. Определены границы применимости торцового газодинамического уплотнения по амплитудам и частотам колебаний. Результаты исследований могут быть использованы как при разработке новых конструкций уплотнений, так и при внедрении уплотнений в компрессоры с магнитными опорами.

***Ключевые слова**: динамическая модель; колебания, скорость, зазор, деформации; уплотнение; жесткость, утечки; частота вращения; опоры авиационного двигателя*

1 Введение

Повышение экономичности авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок является одной из важных конструкторских задач Один из возможных способов решения этой задачи – снижение утечек в уплотнениях опор. Известно несколько видов уплотнений, применяемых в опорах авиационных двигателей. Одним из наиболее эффективных является торцевое газодинамическое уплотнение. Значительная часть повреждений в торцовых газодинамических уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации.

К настоящему времени в газовой промышленности накоплен большой опыт работы нагнетателей с электромагнитными подшипниками (ЭМП). Использование ЭМП в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) позволяет выполнить их «сухими», то есть без применения смазки в опорах ротора [1]. Это существенно влияет на надежность ГПА. Такие машины, наряду с очевидными преимуществами, имеют определенные особенности, которые необходимо учитывать при их эксплуатации. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ) [1-3]. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. Поэтому необходимо исследование динамики ТГДУ с целью выявления их эксплуатационных ограничений [4-6]. Для расчёта динамических характеристик ТГДУ необходимо определить их статические характеристики. Теоретические основы течения газа в ТГДУ заложены в работе Мюдермана [7], в которой рассмотрены влияние сжимаемости газа, количества и геометрии спиральных канавок, режимов течения газа. В работе [8] модифицирована математическая модель ТГДУ за счёт учёта деформаций уплотнительных колец от силовых и тепловых факторов. В ней представлены инженерные методики расчёта реальных величин и форм зазора, распределения давления в щели уплотнения, утечек, коэффициентов жёсткости и демпфирования в газовом слое и элементах ТГДУ. Использование данных методик позволяет с достаточной точностью моделировать динамические характеристики ТГДУ. Анализ опыта эксплуатации ГПА с ЭМП показывает, что необходимо провести исследование динамики ТГДУ при амплитудах вибрации ротора до 250…300 мкм с частотой 15…200 Гц.

2 Математическая модель ТГДУ

В настоящее время известно несколько динамических моделей ТГДУ. Наиболее простая модель, использованная фирмой Feodor Burgmann [9], рассматривает ТГДУ как твердое тело (не вращающееся кольцо

уплотнения), соединенное с ротором и корпусом упругими элементами (рабочий слой и пружины). В модели рассматриваются только осевые колебания, а также не учитывается демпфирование в рабочем слое.

В работе [8] исследуется одномассовая динамическая модель ТГДУ, которая рассматривается как совокупность твердого тела (не вращающееся кольцо уплотнения), безынерционной упруго-вязкой подвески (рабочий слой) и упругого элемента (пружины). Также учтено вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жесткостью, демпфированием и сухим трением. Для описания газового слоя используется модель с релаксационным механизмом демпфирования, для которой характерно, что демпфирующая сила действует не непосредственно между массой не вращающегося кольца и деталью ротора, а через упругость. В модели торцового уплотнения возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. В общем случае осевые, угловые и изгибные перемещения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счёт перекрестных связей. В связи с этим угловые биения могут возбуждать осевую вибрацию в уплотнении и т.д. Экспериментально показано [10], что использование этой модели достаточно для большинства практических случаев.

Анализ существующих и перспективных конструкций ТГДУ показал, что наиболее корректной является динамическая модель, представленная на рисунке 1. Она является развитием описанной выше модели [8] и состоит из 2-х масс. Прижим ($M_{пр}$) установлен в корпусе турбомашины и поджимается к невращающемуся кольцу ($M_к$) набором пружин жесткостью $C_{уэ}$. Массы пружин могут быть учтены в модели добавлением к массе прижима 1/3 массы пружин.

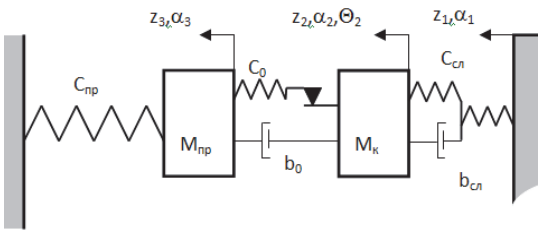


Рисунок 1. Двухмассовая динамическая модель ТГДУ

Вторичное уплотнение, установленное между не вращающимся кольцом и прижимом, представляется элементом, обладающим жесткостью (C_1), демпфированием (b_1) и сухим трением (R_1). Между не вращающимся кольцом ($M_к$) и вращающейся втулкой находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой, $C_{дин}$). Торец ротора передает воздействие на ТГДУ, имеющее осевую и угловую составляющие колебаний с амплитудами z_1, α_1. Кольцо может дополнительно иметь изгибные составляющие колебаний θ. Изгибные колебания кольца будут компенсироваться упругими деформациями вторичного уплотнения, поэтому на прижим они передаваться не будут. В литературе анализ такой модели с рассматриваемыми перемещениями отсутствует.

В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. Колебания не вращающегося кольца описываются системой уравнений движения:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0;\ I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0;$$
$$I_P\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0,$$

где m, I, I_P - масса и моменты инерции кольца; z_2, α_2, θ_2 - осевое, угловое, изгибное перемещение кольца уплотнения; P_z, M_α, M_θ - осевая сила и гидродинамические моменты, действующие на кольцо со стороны газового слоя; W_z, L_z, L_θ - сила и моменты, действующие на кольцо извне. Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трех составляющих: осевого $z_1 = z_{1.0}\sin\omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1.0}\sin\omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1.0}\sin\omega t$. Здесь $z_{1.0}$, $\alpha_{1.0}$, $\theta_{1.0}$ - амплитуды воздействий.

В общем случае при исследовании динамики ТГДУ необходимо рассматривать одновременно все три уравнения системы. Проведенный анализ величин перекрестных коэффициентов жесткости и демпфирования [8] показал, что в рассматриваемой двух массовой модели (см. рисунок 1) на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний:

осевые колебания $z_1 \to z_2 \to z_3$; угловые колебания $\alpha_1 \to \alpha_2 \to \alpha_3$; совместные осевые и угловые колебания $z_1 \to z_2, \theta_2 \to z_3$.

В работе [5] показано, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. В работе [8] показано, что при изменении величины зазора изменяется профиль давления и изгибающий момент в щели уплотнения. Поэтому осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

Вначале рассмотрим первый вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только осевые перемещения. Рассматриваем уплотнение как систему с сосредоточенными параметрами. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$M_k \ddot{z}_2 + c_{дин}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{пр} \ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{у.э} z_3 = 0.$$

Рассмотрим гармоническое воздействие $z_1 = z_{1.0} \sin \omega t$. Осевые перемещения кольца $z_2 = z_{2.0} \sin(\omega t + \varphi)$. Система линеаризованных уравнений для осевых колебаний масс в ТГДУ в операторном виде записывается следующим образом:

$$M_k s^2 z_2 + c_{дин}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1 s(z_2 - z_3) = 0;$$

$$M_{пр} s^2 z_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1 s(z_3 - z_2) + c_{у.э} z_3 = 0.$$

Здесь $s = i\omega$, $i = \sqrt{-1}$. Сухое трение R_1 представлено эквивалентным демпфированием [8] и приплюсовано к демпфированию b_1.

Динамическую реакцию газового слоя представим в виде

$$c_{дин} = c_{упр} + i\omega b_{сл},$$

где $c_{упр}$ и $b_{сл}$ - упругая и демпфирующая составляющие динамической реакции слоя.

Собственная частота колебаний кольца $\omega_0 = \sqrt{c_{упр} / M_к}$. Находим передаточную функцию $K(s) = \frac{z_2}{z_1}$. Вводим безразмерные параметры:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0};\ \bar{D} = \frac{b_{сл}}{M_k \omega_0};\ k_1 = \frac{M_{пр}\omega_0^2}{c_1 + c_{уэ}};\ k_2 = \frac{b_1 \omega_0}{c_1 + c_{уэ}}.$$

Передаточная функция получаем в виде

$$K(s) = \frac{(1 - k_1 \bar{\omega}^2) - k_2 \bar{D}\bar{\omega}^2 + i\bar{\omega}(k_2 + \bar{D}(1 - k_1 \bar{\omega}^2))}{(1 - k_1 \bar{\omega}^2) - \bar{\omega}^2 (1 - k_1 \bar{\omega}^2 - k_2 \bar{D}) + i\bar{\omega}(k_2 - k_2 \bar{\omega}^2 + \bar{D}(1 - k_1 \bar{\omega}^2))}.$$

Выделяя действительную и мнимую составляющие $K(s) = U(\omega) + iV(\omega)$, определяем амплитудочастотную (АЧХ) $\mu_h(\varpi) = (U^2 + V^2)^{0,5} = z_{2.0}/z_{1.0}$ и фазочастотную (ФЧХ) $\psi_h(\varpi) = -arctg(V/U) = \varphi$ характеристики. Изменение величины зазора во времени

$$\Delta h = z_{2.0} \sin(\omega t + \varphi) - z_{1.0} \sin(\omega t),$$

где $z_{2.0}$, $z_{1.0}$ - амплитуды перемещений кольца и торца ротора; φ - фазовый сдвиг.

Рассмотрим второй вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только угловые перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$I_k \ddot{\alpha}_2 + c_{дин\alpha}(\alpha_2 - \alpha_1) + c_{1\alpha}(\alpha_2 - \alpha_3) + b_{1\alpha}(\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_3) = 0$$

;

$$I_{пр} \ddot{\alpha}_3 + c_{1\alpha}(\alpha_3 - \alpha_2) + b_{1\alpha}(\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_2) + c_{у.э.\alpha} \alpha_3 = 0.$$

Динамические коэффициенты для угловых колебаний с достаточной точностью можно рассчитать по формулам [8] $c_\alpha = cR^2/2$, $b_\alpha = bR^2/2$. Здесь c и b – жесткость и демпфирование при осевых колебаниях.

Передаточная функция $K(s) = \alpha_2/\alpha_1$ находится аналогично предыдущему примеру. Решение удобно находить в комплексном виде.

Рассмотрим третий вид колебаний. В этом случае ротор и прижим будут иметь только осевые перемещения, а кольцо уплотнения – осевые и изгибные перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$I_k\ddot{\theta}_2 + c_{дин.\theta\theta}\theta_2 + c_{дин.z\theta}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3)r_0 + EJ\theta_2 = 0;$$

$$M_k\ddot{z}_2 + c_{дин.zz}(z_2 - z_1) + c_{дин.\theta z}\theta_2 + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{пр}\ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{у.э}z_3 = 0.$$

Здесь: r_0 – радиус расположения упругого элемента; E – модуль упругости кольца; J - момент инерции кольца при изгибе; $c_{дин.zz}$, $c_{дин.\theta\theta}$, $c_{дин.\theta z}$ и $c_{дин.z\theta}$ - коэффициенты динамической реакции (первая буква индекса относится к виду возмущающегося воздействия торца ротора, вторая – к виду перемещения кольца).

Линеаризовав данные уравнения аналогичным способом, как и в первом примере, получим систему трех уравнений с тремя неизвестными:

$$A_1\theta_2 + B_1z_2 + C_1z_3 = D_1z_1;$$

$$A_2\theta_2 + B_2z_2 + C_2z_3 = D_2z_1;$$

$$B_3z_2 + C_3z_3 = 0.$$

Здесь A_i, B_i, C_i,D_i – коэффициенты (комплексные числа).

При решении этой системы уравнений находим передаточные функции в виде z_2/z_1 и $\theta_2 r_д/z_1$, где $r_д$ - радиус центра давления щели уплотнения. Выражения для АЧХ и ФЧХ не приводим из-за их громоздкости. К тому же в разработанной расчётной программе решение находится численным способом с помощью комплексных чисел, то актуальность получения аналитических выражений существенно снижается.

3 Теоретические исследования ТГДУ

Для анализа возьмем ТГДУ со спиральными канавками для нагнетателя природного газа НЦ-16М [10]. При этом проведем анализ как основной, так и резервной ступеней, так как они работают при разных перепадах давления и с различными величинами зазора. На рисунках 2…5 приведены результаты расчёта изменения величины зазора за период колебаний по разработанной в данной статье теории с учетом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца. Перепад давления на первой ступени 5,2 МПа, на второй ступени – 0,5 МПа. Частота колебаний – 100…200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100…300 мкм, амплитуды угловых колебаний - до 1 мрад.

Анализ рисунка 2 показывает, что наличие осевых воздействий ротора с амплитудами величиной 100…300 мкм и частотой 100 Гц не окажет сильного влияния на работу ТГДУ. Однако при росте частоты колебаний до 200 Гц (рисунок 3) при амплитуде 200 мкм величина зазора становится близкой к 1 мкм, а при амплитуде 300 мкм – 0,3 мкм. Как показывает опыт, при таких зазорах уже возможны касания уплотнительных поверхностей. Да и утечки возрастают в 2…3 раза, что может вывести их за разрешенный диапазон.

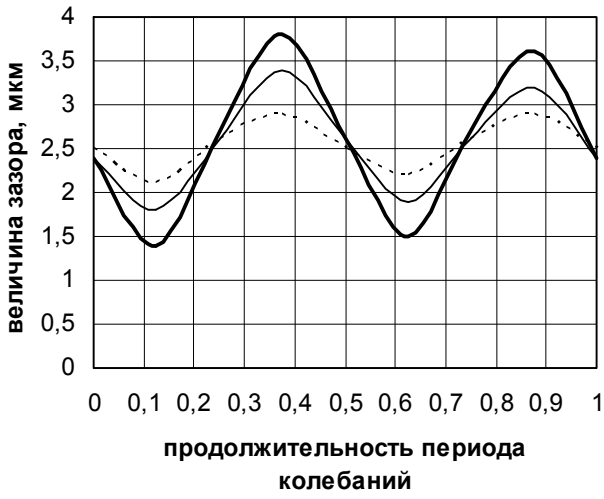


Рисунок 2. Изменение величины зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 100 Гц):
- - - $z_{0.1}$ = 0,1 мм; —— 0,2 мм; —— 0,3 мм

Наличие одновременно осевых и угловых воздействий ротора (рисунок 4) существенно усложняет ситуацию. Так, при частоте 200 Гц и амплитуде угловых колебаний торца ротора 1 мрад будут происходить соударения уплотнительных поверхностей при амплитуде осевых колебаний торца ротора более 200 мкм. Как показали расчёты, при частоте 100 Гц величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до величины 0,5…1 мкм.

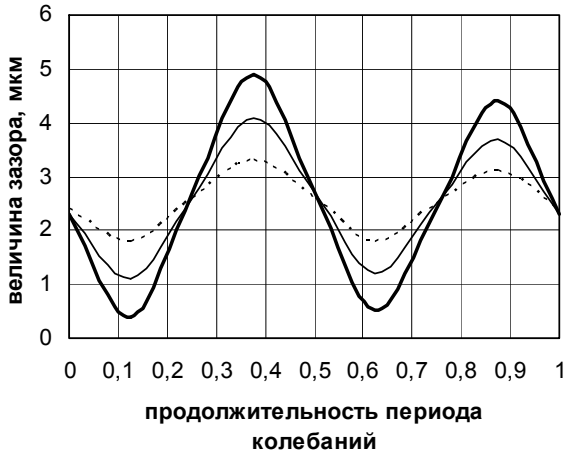


Рисунок 3. Изменение величины зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200 Гц):
- - - $z_{0.1}$ = 0,1 мм; —— 0,2 мм; —— 0,3 мм

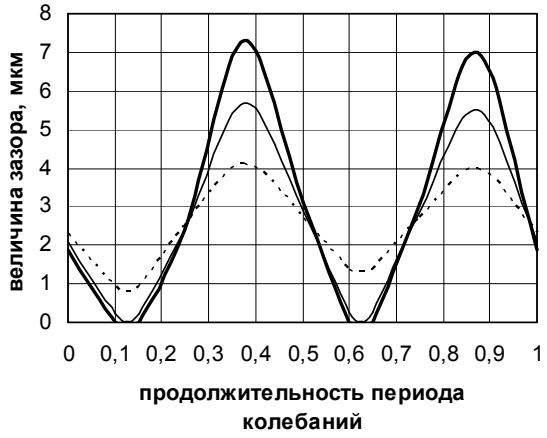


Рисунок 4. Изменение величины зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц, амплитуда угловых воздействий торца ротора 1мрад):
- - - z0.1 = 0,1 мм; —— 0,2 мм; —— 0,3 мм

Особенностью второй ступени ТГДУ является низкий перепад давления. В этом случае отсутствует изгиб графитового кольца от перепада давления и газодинамическая сила в уплотнительной щели превалирует над закрывающей уплотнительный стык силой, что приводит к работе ступени с повышенным зазором. Анализ колебаний резервной ступени ТГДУ (рисунок 5) показывает, что, несмотря на более низкий уровень жесткости газового слоя, зависящей от рабочего давления газа, наличие повышенного зазора позволяет удовлетворительно реагировать на колебания торца ротора с высокими амплитудами и частотами.

Таким образом, проведенные теоретические исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовлетворительно работает при осевых амплитудах вибрации ротора до 250…300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды до 100 мкм. Поэтому производители магнитных подшипников должны исключить возможность возникновения высокочастотных колебаний с повышенной амплитудой вибрации ротора.

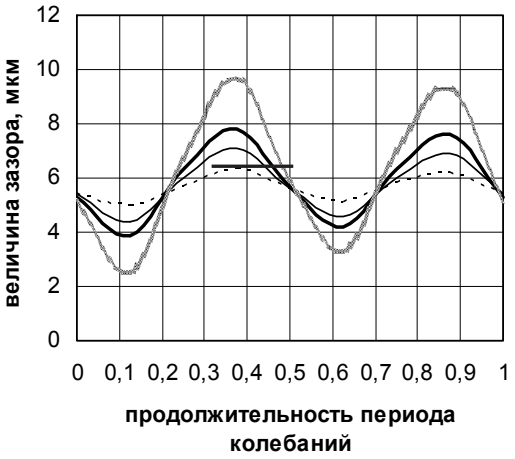


Рисунок 5. Изменение величины зазора в резервной ступени ТГДУ:
- - - 100 Гц, $z_{0.1}$ = 0,1 мм; —— 100 Гц, 0,2 мм;
—— 100 Гц, 0,3 мм; —— 200 Гц, 0,3 мм

Имеющийся опыт эксплуатации газоперекачивающих агрегатов с магнитными подшипниками и ТГДУ [10] показал, что обеспечение в эксплуатации амплитуд осевых и радиальных колебаний ротора величиной не более 50 мкм при допустимости на переходных режимах кратковременных повышений до 100…130 мкм не приводит к нарушению работы ТГДУ. Это качественно подтверждает достоверность полученных в данной статье теоретических результатов.

Необходимо также отметить, что разработанная динамическая модель торцового уплотнения была успешно использована при создании высокоэффективных уплотнений для опор авиационных двигателей и высокооборотных турбомашин [11, 12].

4 Экспериментальные исследования ТГДУ

Для оценки работоспособности ТГДУ при повышенных амплитудах колебаний ротора была проведена серия натурных экспериментов на динамическом стенде [13]. Кон-

сольно к валу экспериментальной установки, установленному на двух подшипниках в корпусе, крепится втулка ротора, на которой смонтировано ТГДУ (рисунок 6). Технологически реализуемо как радиальное смещение втулки ротора, так и ее перекос. В качестве определяющих параметров при экспериментах были выбраны радиальное и торцевое биение роторной втулки. При нерасчётной работе магнитного подвеса происходят радиальные колебания ротора относительно статора с амплитудой от 0,1 мм до 0,3 мм. Для имитации этого процесса на стенде соответствующее радиальное биение (0,1; 0,2; 0,3 мм) роторной втулки ТГДУ задавалось смещением оси втулки относительно оси вращения. Комбинация радиального и осевого биений достигалась за счёт перекоса роторной втулки. Радиальное биение вала при монтаже контролируется в районе второй ступени уплотнения, а осевое биение замеряется на торцевой поверхности роторной втулки уплотнения. При вращении ротора за счёт действия динамических сил происходит увеличение амплитуды колебаний вала.

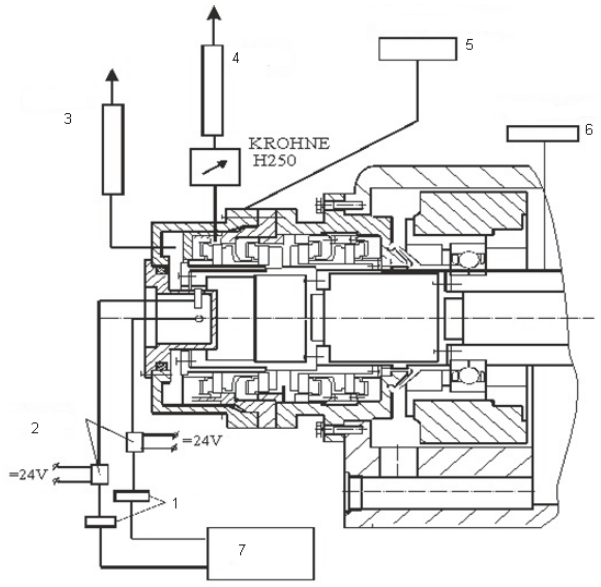


Рисунок 6. Схема системы измерений
при динамических испытаниях:
1 – аналоговый преобразователь PXI, 2 – драйвер,
3 и 4 – измерители утечек газа, 5 – виброанализатор
АИ-0,12, 6 – датчик оборотов, 7 – монитор

Схема системы измерения представлена на рисунке 6. Измерение динамического радиального биения вала под второй ступенью уплотнения в горизонтальной и вертикальной плоскости производились токовихревыми датчиками, которое можно пересчитать в динамическое радиальное и торцовое биение первой ступени ТГДУ за счёт наличия жёсткой кинематической связи. Результаты измерений фиксировались и обрабатывались блоком PXI производства фирмы «National Instruments» [14].

В процессе экспериментальных исследований получено следующее. Радиальное смещение вала с эксцентриситетом e = 0,1, 0,2 и 0,3 мм (без перекоса вала) практически не влияет на работу ТГДУ при частоте 90 Гц. При наличии перекоса вала утечки воздуха через ТГДУ растут. В процессе проведения серии экспериментов были выявлены предельные амплитуды колебаний вала. После работы ТГДУ с перекосом вала (радиальное смещение вала составило 0,3мм, а торцовое биение втулки вала - 0,25 мм) на рабочем режиме (частота возбуждения вала 90 Гц) были обнаружены фрагменты изнашивания графита на наружном диаметре уплотнительного кольца. При повторном запуске на этом режиме произошёл аварийный останов стенда из-за возникновения значительных угловых колебаний деталей ТГДУ. В начале утечки воздуха достигли предельных значений, а затем произошло заклинивание графитового кольца из-за того, что резиновое уплотнительное кольцо (вторичное уплотнение) попало в возникший зазор между графитовым кольцом и блоком уплотнения, и оно не смогло отслеживать колебания твёрдосплавного кольца.

5 Заключение

Торцовые газодинамические уплотнения являются основным типом уплотнений опор роторов компрессорных машин. Разработанная теория позволяет проводить исследование динамических характеристик таких уплотнений. С её помощью можно проектировать и доводить торцовые гидродинамические уплотнения. Благодаря этому резко сокращаются затраты времени и материальных средств на отработку уплотнений и, соответственно, компрессоров.

Проведенные исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовле-

творительно работает при осевых, либо при радиальных амплитудах вибрации ротора до 250…300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц, особенно при наличии одновременно осевых и угловых колебаний, делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний.

Полученные результаты будут полезны как научным работникам, так и инженерам, занимающимися проектированием торцовых газодинамических уплотнений.

Список использованных источников

[1] Белоусов, Ю., Кочетов, Д., Кравцов, Д., Шайхутдинов, А., Еремин, С. (2004) Особенности работы «сухих» уплотнений в нагнетателях на предпомпажных режимах. *Газотурбинные технологии.* 3, с.18-21.

[2] Фалалеев, С.В., Балякин, В.Б., Новиков, Д.К., Россеев, Н.И., Медведев, С.Д. (2001) Динамика «сухих» уплотнений. *Газовая промышленность*. 10, с.66-69.

[3] Фалалеев, С.В., Седов, В.В. (2009) Динамические характеристики торцового газодинамического уплотнения в ГПА с магнитным подвесом. *Газотурбинные технологии*. 3, с.34-37.

[4] Bruce, R.W. (2012) Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. *CRC Press Taylor & Francis Group*. 121p.

[5] Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник (1986) Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. *М.: Машиностроение*. 464 с.

[6] Chegodaev, D.E., Falaleev, S.V. (1985) Dynamic characteristics of gas layer of face seal with elastic surface. *Soviet Journal of Friction and Wear.* V6, №5. P. 136-139.

[7] Muijderman, E.A. (1966) Spiral groove bearings. *Springer-Verlag*. 199p.

[8] Фалалеев, С.В., Чегодаев, Д.Е. (1998) Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования. *М.: Изд-во МАИ*. 276 с.

[9] Gasgeschmierte Gleitringdichtungen. Wolfratshausen (Germany) (1977) *Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH*. 75s.

[10] Медведев, С.Д., Фалалеев, С.В., Новиков, Д.К., Балякин, В.Б. (2008) Повышение эксплуатационной надёжности ГПА развитием конвертированных авиационных технологий. *Самара: СНЦ РАН*. 371с.

[11] Belousov, A.I., Falaleev, S.V., Demura, A.S. (2009) On application of the theory of face seals with microgrooves to high-speed FV engine rotors. *Russian Aeronautics*. V.52. №3. P. 335-339.

[12] Belousov, A.I., Falaleev, S.V., Vinogradov, A.S., Bondarchuk, P.V. (2007) Problems of application of face gasodynamic seals in aircraft engines. *Russian Aeronautics*. V.50. №4. P.390-394.

[13] Фалалеев, С.В., Седов, В.В., Грабовец, В.А. (2011) Экспериментальные исследования динамических характеристик ТГДУ. *Газотурбинные технологии*. 2. С.28-30.

[14] Лёжин, Д.С., Фалалеев, С.В. (2009) Разработка автоматизированной системы управления динамическим стендом. *Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции. Самара*. Ч.1. С.38-39.

ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS FOR FACE GAS DYNAMICAL SEAL

S. V. Falaleev,
A.S. Vinogradov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
a.s.vinogradov@list.ru

In given article the dynamic model with two mass for face gas dynamical seal which most approaches for practical cases dynamic model is considered. The theoretical and experimental analysis of a dynamic condition of seal is carried out. Borders of applicability face gas dynamical seals on amplitudes and frequencies of fluctuations are defined. Results of researches can be used both by working out of new designs of consolidations, and at introduction of consolidations in compressors with magnetic support.

Key words: *Dynamic model; fluctuations, speed, gap, deformations; seal; rigidity, leakage; frequency of rotation; support of the aviation engine*

References

[1] Belousov, Y., Kochetov, D., Kravcov, D., Shaihutdinov, A., Eremin, S. (2004) Features of "dry" seal working in superchargers on surge modes. *Gazoturbinnye technologies*. 3, pp.18-21.

[2] Falaleev, S.V., Balyakin, V.B., Novikov, D.K., Rosseev, N.I., Medvedev, S.D. (2001) Dynamics of "dry" seals. *Gazovaya promyshlennost*. 10, pp.66-69.

Falaleev, S.V., Sedov, V.V. (2009) Dynamic characteristics of face face gas dynamic seals in power units with magnetic bearings. *Gazoturbinnye technologies*. 3, pp.34-37.

[3] Bruce, R.W. (2012) Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. *CRC Press Taylor & Francis Group*. 121p.

[4] Seals and Sealing technique: Handbook (1986) Under editors: A.I. Golubev and L.A. Kondakov. *Moscow.: Mashinostroenie.* 464 p.

[5] Chegodaev, D.E., Falaleev, S.V. (1985) *Dynamic characteristics of gas layer of face seal with elastic surface. Soviet Journal of Friction and Wear*. V6, №5. P. 136-139.

[6] Muijderman, E.A. (1966) Spiral groove bearings. *Springer-Verlag*. 199p.

[7] Falaleev, S.V., Chegodaev, D.E. (1998) Face non-contact seals for aircraft engines: Basis of theory and designing. *Moscow.: Moscow Aviation Institute*. 276 p.

[8] Gasgeschmierte Gleitringdichtungen. Wolfratshausen (Germany) (1977) *Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH.* 75s.

[9] Madevedev, S.D., Falaleev, S.V., Novikov, D.K., Balyakin, V.B. (2008) Increasing of power unit operational reliability by development of the converted aviation technologies. *Samara: SNC RAN*. 371 p.

[10] Belousov, A.I., Falaleev, S.V., Demura, A.S. (2009) On application of the theory of face seals with microgrooves to high-speed FV engine rotors. *Russian Aeronautics*. V.52. №3. pp. 335-339.

[11] Belousov, A.I., Falaleev, S.V., Vinogradov, A.S., Bondarchuk, P.V. (2007) Problems of application of face gasodynamic seals in aircraft engines. *Russian Aeronautics*. V.50. №4. pp.390-394.

[12] Falaleev, S.V., Sedov, V.V., Grabovec, V.A. (2011) Experimental researches of dynamic characteristics for face gas dynamic seals. *Gazoturbinnye technologies*. 2. pp.28-30.

[13] Lezhin, D.S., Falaleev, S.V. (2009) Creation of the automated control system for the dynamic stand. Problems and development prospects for engine designing: materials of reports of the international scientific and technical conference. *Samara, SSAU*. Part.1. pp.38-39.

УДК 629.735.33

ВЗАИМОСВЯЗЬ НОРМ ИКАО НА ШУМ САМОЛЕТОВ С ПАРАМЕТРАМИ ТРДД

Б.С. Замтфорт

Центральный
Аэрогидродинамический
институт
ул. Радио, 17, г. Москва
Российская Федерация
105005
aeroacoustics@tsagi.ru

На основе качественной оценки вклада основных источников шума ТРДД в суммарный шум двигателя проанализировано влияние ужесточения требований ИКАО к шуму самолетов на изменение параметров ТРДД. Так введение 3 главы приложения 16 тома1 ИКАО повлекло за собой повышение степени двухконтурности ТРДД(m) с 1 до m=2-3, т.к. основным источником шума двигателя(Д) является реактивная струя. Единственным эффективным способом снижения генерируемого ею шума – увеличение m. Для дальнейшего снижения уровня шума и удельного расхода топлива потребовалось увеличить основные параметры термодинамического цикла ТРДД (m, Пк, Тг). Это были ТРДД с m=5-6 с оптимизированным по шуму одноступенчатым вентилятором, который стал основным источником шума Д. Самолеты с такими Д с запасом удовлетворяли нормам 3 главы. Переход к требованиям 4 главы, которые по сумме 3-х контрольных точек на 10 EPNдБ ниже норм главы 3, привел к необходимости дальнейшего увеличения основных параметров ТРДД. Так m была повышена до 8-10, а у таких ТРДД турбина вентилятора(Тв), расположенная на одном валу с вентилятором(ТРДД с прямым приводом) из-за ограничений по окружной скорости вентилятора имеет 6-7 ступеней Следствием введения норм главы 14, уменьшенных суммарно еще на 7 EPNдБ по отношению к главе 4, является повышение m до 12-17. В ТРДД с прямым приводом это невозможно из-за дальнейшего роста числа ступеней Тв, и таким образом необходим переход к Д с редуктором, что дает возможность развязать валы вентилятора и Тв. Вентилятор вращается с ограниченной Uв, а Тв – с максимально возможной(число ступеней Тв уменьшается до 2-3). В перспективе рассматривается возможность дальнейшего увеличения m – создание Д с открытым ротором, имеющим существенно меньший удельный расход топлива, а, следовательно, выбросы NO_x и CO_2. Однако при его внедрении необходимо будет учесть возникающие при эксплуатации вопросы, обусловленные выполнением норм по шуму в окрестностях аэропортов и в салонах самолетов.

***Ключевые слова**: Стандарты ИКАО по шуму; турбовентиляторный двигатель; степень двухконтурности; вентилятор; турбина вентилятора*

Непрерывный рост объемов пассажиро- и грузоперевозок авиационным транспортом приводит к необходимости постоянного снижения допустимых уровней шума и эмиссии. Этой работой занимается комитет по авиационному шуму и эмиссии ИКАО. Известно, что введение норм главы 3 стандарта ИКАО [1] вынудило производителей авиационных двигателей решать проблему снижения шума большинства ТРДД, находящихся тогда в эксплуатации и имеющих низкую степень двухконтурности (m) = 1 (рисунок 1), путем их «перевентилирования». Под «перевентилированием» понимается работа по замене старого вентилятора на новый, имеющий значительно больший диаметр. Идея «перевентилирования» - в повышении степени двухконтурности двигателя, а значит, в передаче большей энергии из внутреннего контура во внешний. При этом эта энергия отбирается у реактивной струи внутреннего контура, которая является основным источником шума ТРДД с малым m. Поэтому увеличение степени двухконтурности снижает и шум реактивной струи, и необходимую степень повышения давления во внешнем контуре (из условий оптимизации параметров цикла двигателя).

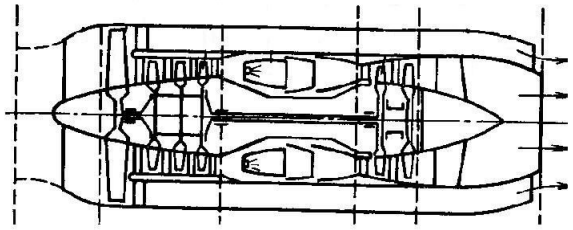


Рисунок 1.Схема ТРДД с малой степенью двухконтурности (m=1)

Это необходимое $\pi_в$ можно реализовать в одноступенчатом вентиляторе, что дает возможность снизить уровень генерируемого им шума. Следующее поколение двигателей - двигатели с умеренной степенью двухконтурности (m=5-6 рисунок 2). Эти двигатели имели более высокие параметры термодинамического цикла: m, степень повышения давления в компрессоре $\pi_к$, температуру газа перед турбиной $T_г$

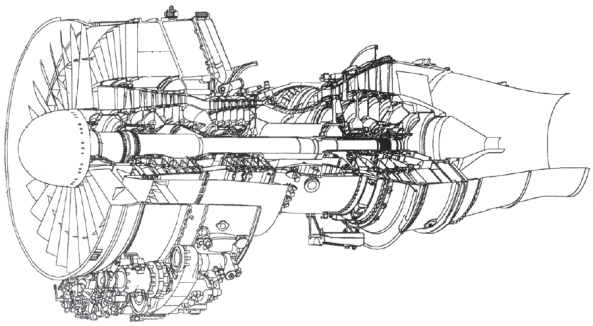


Рисунок 2.ТРДД с умеренной степенью двухконтурности (m=4-6)

Разработка нового поколения двигателей позволила с запасом удовлетворить требованиям главы 3 ИКАО.

Введение требований главы 4, уменьшенных суммарно на10 EPNдБ по сравнению с 3 главой, повлекло за собой необходимость дальнейшего повышения степени двухконтурности m до 8-10. Увеличение степени двухконтурности позволяет одновременно снижать и уровни шума двигателя (за счет оптимизации по шуму вентилятора и использования звукопоглощающих конструкций) и удельный расход топлива. Что приводит к росту экономичности авиаперевозок и дает возможность удовлетворять нормам ИКАО по эмиссии NOx. У двигателей с такой степенью двухконтурности основная мощность передается из внутреннего контура во внешний(от струи к вентилятору). Чтобы привести его во вращение и сжать такой большой объем воздуха необходима 6-7 ступенчатая турбина вентилятора Тв. Схема такого ТРДД с прямым приводом показана на рисунке 3.

Быстрый рост числа ступеней Тв связан с ограничением на величину окружной скорости вентилятора, чтобы не увеличивать уровень генерируемого им шума. Заметим также, что на одном валу с вентилятором и турбиной низкого давления находится компрессор низкого давления (т.е. ограничение по скорости вращения вентилятора также приводит к увеличению числа его ступеней на одну). В результате двигатель с прямым приводом имеет приемлемые акустические характеристики, но большее число ступеней, лопаток, выше Тг, стоимость производства и эксплуатационных расходов.

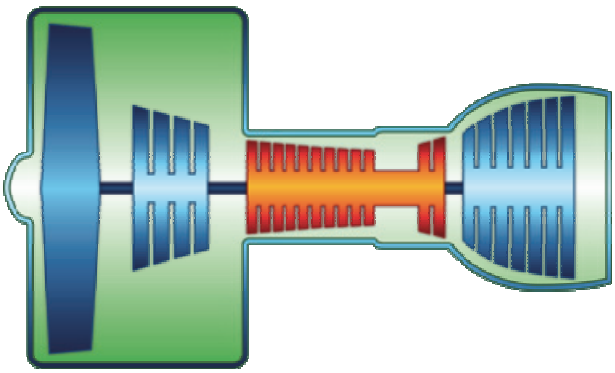


Рисунок 3. Схема ТРДД с прямым приводом и большой степенью двухконтурности (m=8-10)

Предстоящее введение требований главы 14 [2], которые снижены еще на 7 EPNдБ по сравнению с главой 4, приводит к необходимости дальнейшего повышения степени двухконтурности m до 12-17. Очевидно, что такое увеличение степени двухконтурности невозможно реализовать в двигателе с прямым приводом из-за дальнейшего роста числа ступеней турбины вентилятора. Таким образом, дальнейшее снижение допустимых уровней шума самолета в очередной раз приводит к изменению облика двигателя. В двигателе была реализована идея «развязки» вала вентилятора и его турбины. Между вентилятором и компрессором низкого давления был вставлен редуктор. При этом вентилятор вращается с оптимальной для его аку-

стических характеристик скоростью, меньшей, чем была у вентилятора двигателя с прямым приводом. У двигателя с прямым приводом использовалась компромиссная скорость вращения вентилятора с тем, чтобы еще больше не увеличивать число ступеней его турбины. Скорость вращения вала каскада низкого давления у редукторного двигателя, на котором расположены компрессор низкого давления и турбина вентилятора, выбрана максимально допустимой по соображениям прочности, ресурса и максимума их аэродинамических характеристик. Отметим определенный отечественный приоритет в этой области, так еще в 1978 году на VI научно-технической конференции по авиационной акустике был сделан доклад о проведенном комплексном расчетном исследовании шести вариантов ТРДД с одноступенчатым вентилятором, со степенями двухконтурности m=8-10, рассчитанных на современные для того времени параметры[3]. В том числе был исследован вариант ТРДД с m=10 с редукторным приводом вентилятора. Одновременно была проведена и конструкторская прорисовка всех двигателей(рисунок 4). В результате проведенных исследований было показано, что применение редуктора позволяет сократить число ступеней в двигателе на четыре.

Схема двигателя с редуктором представлена на рис.4.

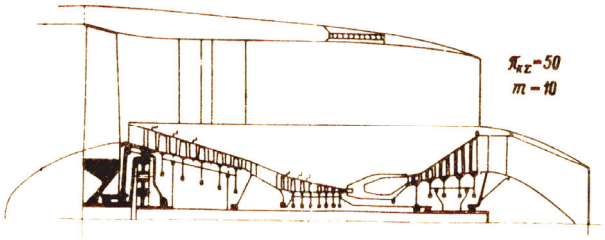


Рисунок 4. Схема редукторного ТРДД

Позднее в конце 1980-ых начале 1990-ых годов был создан первый отечественный двигатель с редуктором, имеющий степень двухконтурности m=16,6. Схема этого двигателя приведена на рис.5.

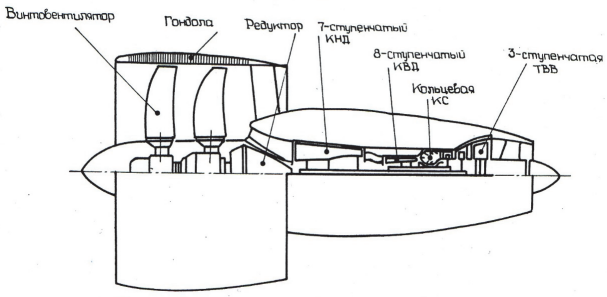


Рисунок 5.Схема отечественного ТРДД с редуктором (m=16,6)

Около 20 лет фирма PW в кооперации с фирмой MTU и другими фирмами занималась созданием редукторного ТРДД. В последние 2-3 года начато серийное производство этого двигателя, имеющего m=12 и предназначенного для установки на ряд самолетов фирм Bombardier, Boeing,Airbus и др.(рисунок 6).

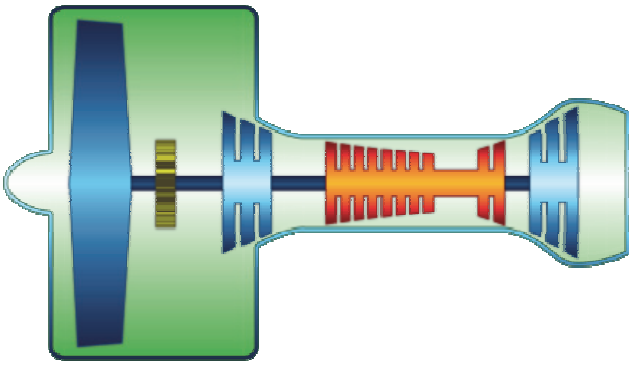


Рисунок 6. Схема ТРДД с редуктором и сверхвысокой степенью двухконтурности (m=12-17)

Ввод в эксплуатацию ТРДД с редуктором дает еще возможность дополнительно снизить уровни шума турбины вентилятора. Резкое уменьшение числа ее ступеней достигается за счет увеличения (в разы) ее окружной скорости. Рост скорости вращения приводит к росту величин частоты следования лопаток и ее гармоник, и, следовательно, к их смещению в 1/3-октавные полосы с более высокими центральными частотами $f_ц$=8-10 кГц. Необходимо пояснить почему частота следования лопаток турбины и ее гармоники попадают в область таких высоких частот:1. диаметр последней ступени турбины, а именно эта ступень вносит максимальный вклад в общий шум турбины вентилятора, значительно меньше, чем диаметр вентиля-

тора, т.е даже при равных окружных скоростях число ее оборотов будет больше, но надо учесть, что оптимальные окружные скорости работы турбины существенно больше оптимальных окружных скоростей работы вентилятора; 2. число лопаток рабочего колеса турбины в 4-5 раз больше числа лопаток рабочего колеса вентилятора. Как известно смещение частот излучения из области 2-4 кГц в область 6,3-10 кГц приводит к уменьшению вклада в EPNдБ и снижает уровень шума в контрольных точках самолета. В принципе эти гармонические составляющие можно вывести за верхнюю границу 1/3 октавы с $f_ц$=10кГц и поэтому вообще не учитывать в расчетах шума турбины.

Учитывая в перспективе дальнейшее снижение норм (ниже 14 главы) целесообразно рассмотреть возможность дальнейшего увеличения степени двухконтурности. Переход к двигателю с открытым ротором(рисунок 7) позволит серьезно снизить удельный расход топлива, выбросы NO_x и CO_2. Необходимо отметить, для самолетов, оснащенных двигателями с открытым ротором, возникнут проблемы, связанные с выполнением норм по шуму на местности и в салоне самолета. В этой связи проводится широкий круг исследований как экспериментальных, так и с использованием численных методов у нас в стране и за рубежом.



Рисунок 7. Современный вариант двигателя с открытым ротором (толкающий вариант)

Заметим также, что параметры и характеристики вновь создаваемых ТРДД в свою очередь влияют на принимаемые в ИКАО нормы, т.к. при этом учитываются возможности авиапромышленности по достижению тех или иных показателей.

Список использованных источников

[1] ИКАО «Охрана окружающей среды» т.1 Авиационный шум. Изд.5 2008г.

[2] ИКАО Предварительное изд. Ассамблея -38 сессия 2013г.

[3] Замтфорт Б.С. Пархомов А.Л. и др.(1980) Оценка акустических характеристик перспективных ТРДД. В сборнике «Шум реактивных двигателей» вып.3 (ЦИАМ Труды № 901)

RELATIONSHIP TO STANDARDS ICAO OF AIRCRAFT NOISE WITH TURBOFAN PARAMETERS

Boris S. Zamtfort

Central Aerogidrodynamic Institute
17, street Radio, Moscow, 105005, Russian Federation
aeroacoustics@tsagi.ru

ICAO requirements for acceptable noise levels of aircraft and their changes determine the direction and future of transformation turbofans. Introduction Chapter 3 of Annex 16 of ICAO toma1 entailed increasing the bypass ratio turbofan (m) from 1 to m = 2-3, as the main source noise of the engine (E) is jet. The only effective way to reduce the noise generated by it - an increase m. To further reduce the noise level and the specific fuel consumption was necessary to increase the basic parameters of the thermodynamic cycle turbofan (m, π_f, T_g). It was turbofans with m = 5-6 with optimized by noise single stage fan, which became the main source of noise E. Aircraft with such D with a stock-standard 3 chapters. The transition to the requirements of Chapter 4, which are the sum of 3 control points on 10 EPNdB below standards of Chapter 3, led to the need to further increase the basic parameters turbofan. Since m was increased to 8-10, and at such turbofan turbine fan (T_f), located on the same shaft with fan (turbofan engines with direct drive) due to restrictions from the peripheral speed of the fan is a consequence were of the of 6-7 the stages turbine fan. As a result of introduction chapter 14, reducing the total by 7 EPNdB in relation to growth of the number of stages T_f and decision - the transition to D with gear that allows you to unleash shafts fan and T_f. The fan rotates with limited U_f and T_f - as possible (the number of steps is reduced to 2-3 T_f). In the future, consider the possibility of a further increase in m - a creation of an open rotor having a significantly lower specific fuel consumption, and therefore emissions of NO_x and CO_2, but its introduction will be necessary to resolve questions associated with the implementation of the rules on noise in the vicinity airports and in the cabin.

Key words: *Standard ICAO by noise; turbofan engine; bypass ratio; fan; turbine fan.*

References

[1] IKAO «Ohrana okruzhajushhej sredy» t.1 Aviacionnyj shum. Izd.5 2008g.
[2] IKAO Predvaritel'noe izd. Assambleja -38 sessija 2013g.
[3] Zamtfort B.S. Parhomov A.L. i dr.(1980) Ocenka akusticheskih harakteristik perspektivnyh TRDD. V sbornike «Shum reaktivnyh dvigatelej» vyp.3 (CIAM Trudy # 901)

УДК 534.6: 534.232

ВЛИЯНИЕ КОНТАКТНОГО СЛОЯ ЖИДКОСТИ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ИМПЕДАНС УЛЬТРАЗВУКОВОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

А.В. Шацкий

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
iskandar2003@mail.ru

В работе проводился расчёт электрического импеданса ультразвукового пьезоизлучателя нагруженного на среду через контактный слой жидкости. Показано, что наличие тонкого, сильно отражающего контактного слоя жидкости приводит к нарушению эквидистантности спектра собственных колебаний излучателя, а также позволяет получить значения добротности колебаний на порядок выше, чем в случае непосредственного излучения в нагружаемую среду.

***Ключевые слова**: Излучение ультразвука; пьезопреобразователи; электрический импеданс; ультразвуковые измерения.*

1 Введение

В различных акустических устройствах излучающих и принимающих звуковой сигнал широко используются пьезопреобразователи. Для каждого акустического прибора, использующего пьезопреобразователи, существует своя оптимальная схема крепления и формы пьезоизлучателя, позволяющая в той или иной степени уменьшить потери энергии на стыках пьезопластин со средой, в которую излучается или принимается сигнал, а соответственно и повысить уровень акустического сигнала. Так, например, очень часто ультразвуковые излучатели и приемники нагружаются на среду через контактный слой жидкости. Экспериментально установлено, что такая схема крепления позволяет значительно уменьшить потери излучаемой энергии в среду.

В настоящее время, в различных ультразвуковых устройствах, широкое применение получила такая схема крепления излучателя, в которой ультразвуковой луч попадает в исследуемую среду от излучателя через контактный слой жидкости. Считается, что такая схема крепления позволяет уменьшить потери энергии на стыках источника ультразвуковых волн со средой, в которую излучается или принимается сигнал. В данной работе, на основе расчёта электрического импеданса пьезо-электрического излучателя, проводится сравнение схем их крепления в случае нагрузки непосредственно на исследуемую среду и через контактный слой жидкости.

2 Электрический импеданс пьезопластины, нагруженной на среду

Для цилиндрической пьезопластины, одна сторона которой граничит с вакуумом $Z_1 = 0$, а другая сторона с произвольной изотропной средой $Z_2 = \rho_2 c_2$, где Z_1 и Z_2 акустические импедансы, а ρ_2 и c_2 - плотность и скорость ультразвука в среде, получено выражение для электрического импеданса пьезопластины следующего вида [1]:

$$Z = \frac{1}{i\omega C_0}\left[1 + \frac{k_t^{\,2}}{k_1 b}\frac{i[\gamma_1 \sin(k_1 b) - 2(1-\cos(k_1 b))]}{\sin(k_1 b) - i\gamma_1 \cos(k_1 b)}\right]. \quad (1)$$

Здесь ω – циклическая частота колебаний, C_0 – электроемкость пьезопластины, k_t – коэффициент электромеханической связи, b – толщина пьезопластины, k_1 – волновое число пьезопластины, $\gamma_1 = \rho_2 c_2 / \rho_1 c_1$ – отношение акустических импедансов среды и пьезопластины. Используя условие резонанса пьезопластины $k_1 b = \pi \cdot n$, где $n = 1,3,5...$, получаем выражение для добротности односторонне нагруженной пьезопластины

$$Q = \pi n / 2\gamma_1 . \quad (2)$$

Полученный результат показывает, что чем меньше импеданс среды Z_2, тем выше добротность пьезопластины. Добротность так же пропорциональна номеру гармоники n возбуждаемого резонансного колебания.

Электрический импеданс преобразователя с учетом (2) будет иметь вид:

$$Z = \left(1/\omega C_0\right)\left(1 + 4ik_t^2/\pi n\gamma_1\right). \qquad (3)$$

3 Электрический импеданс пьезопластины, нагруженной на среду через контактный слой

Для пьезопластины толщиной b, нагруженной на исследуемую среду через контактный слой толщиной h, выражение для электрического импеданса запишется в виде [2]:

$$Z = (1/i\omega C_0)\cdot\left[1 + (k_t^2/k_1 b)\cdot P\right], \qquad (4)$$

где $P = \dfrac{\gamma_1 G_1 + 2GG_2 + i\gamma_1 G_1 G_2 - 2iG}{\left[G_1 G_2 - \gamma_1\right] - i\gamma_2\left[G_1 + \gamma_1 G_2\right]}$;

$G = 1 - cos^{-1}(k_1 b)$; $G_1 = tan(k_1 b)$;

$G_2 = tan(k_2 h)$; γ_1 и γ_2 – отношения удельных импедансов контактного слоя к удельному импедансу пьезопластины и исследуемой среды соответственно. Если положить $\gamma_1 = 1$ и $h = 0$, то выражение (4) переходит в выражение (1) для импеданса пьезопластины, нагруженной на среду без контактного слоя. При настройке пьезопластины на резонансную частоту максимум амплитуды излучаемого сигнала будет наблюдаться при следующем резонансном условии $tan(k_1 b) = \gamma_1 cot(k_2 h)$, то есть при равенстве нулю действительной части знаменателя в выражении (4). Полагая $b = \lambda\cdot(n + y)/2$, с учетом равенства $k = 2\pi/\lambda$, представим резонансное условие в виде

$$tan\left[\pi(n + y)\right] = tan(\pi y) = \gamma_1 cot(k_2 h) \qquad (5)$$

где $n = 1,2,3....$ Из последнего равенства получим выражение $y = \pi^{-1} arctan(\gamma_1 cot(k_2 h))$. Введем фундаментальную частоту колебаний по толщине $f_0 = c_1/2b$ и запишем равенство $b = \lambda\cdot(n + y)/2$ в виде $f_n = f_0\cdot(n + y)$ или окончательно

$$f_n = f_0\left[n + \pi^{-1} arctan\left(\gamma_1 cot(k_2 h)\right)\right] \qquad (6)$$

где f_n - резонансная частота n-ой гармоники. Для пьезопластины ненагруженной или нагруженной на среду без контактного слоя $f_n/n = const$. Выражение (6) показывает, что резонансные частоты f_n не являются кратными, как обычно принято считать, то есть наличие контактного слоя приводит к нарушению кратности и спектр излучателя становится неэквидистантным. При малых n величина $y > 0$ и частоты f_n значительно завышены по сравнению с величиной $f_0 n$.

Выражение для добротности пьезопластины, нагруженной через слой жидкости, примет вид

$$Q = (\pi n/2\gamma_1\gamma_2)\cdot sin^2(k_2 h). \qquad (7)$$

Для $\gamma_1 = \gamma_2 = 0{,}1$ получим $Q = 157n\cdot sin^2(k_2 h)$ и для $n = 27$ максимальное значение $Q = 3300$. Величина Q зависит от $k_2 h$ и реальные значения Q для резонансных частот пьезопластины как правило бывают на порядок меньше. Обычно каждый новый контактный слой имеет существенно различную толщину. Если сравнить выражение (7) с (2), то видно, что соединение пьезопластины через жидкий слой с твердой средой по сравнению с непосредственным контактом пьезопластины на жидкую среду позволяет получить на порядок более высокие значения добротности колебаний.

4 Заключение

В работе показано, что при излучении пьезопреобразователя через тонкий контактный слой жидкости спектр собственных частот становится не эквидистантным. Также, согласно формуле (7), акустический преобразователь имеет добротность существенно большую, чем нагруженный на исследуемую среду без контактного слоя. Использование таких пьезопреобразователей позволяет получить ультразвуковой сигнал большей амплитуды и более высокой спектральной чистоты, что ведет к уменьшению влияния па-

разитных шумов и повышению точности исследований.

Список использованных источников

[1] Kononenko, V.S., Shatsky, A.V. (2005) The electrical impedance of piezoelectric plates loaded on environment. *Fizika volnovyx processov i radiotexnicheskie sistemy*. V. 5, № 3, pp 39 – 43 (in Russian)

[2] Shatsky, A.V. (2012) Measurement of absorption of ultrasound in the liquid. Effects of nonlinear and diffraction effects. *LAP LAMBERT Academic Publishing*. 133 (in Russian)

INFLUENCE OF THE CONTACT LAYER OF LIQUID ON THE ELECTRIC IMPEDANCE OF THE ULTRASOUND TRANSDUCER

Alexander V. Shatsky

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation
iskandar2003@mail.ru

In this work the calculation was carried out in the electrical impedance of the ultrasonic piezotransducer loaded pin on the environment through the liquid layer. It is shown that the presence of a thin, highly reflective liquid contact layer leads to disruption of equidistance spectrum of natural oscillations of the radiator, and also allows Q-value fluctuations on the order of magnitude higher than in the case of direct radiation in the environment is loaded.

Key words: *Ultrasound radiation; piezotransducers; electrical impedance; ultrasonic measurements*

References

[1] Kononenko, V.S., Shatsky, A.V. (2005) The electrical impedance of piezoelectric plates loaded on environment. *Fizika volnovyx processov i radiotexnicheskie sistemy*. V. 5, № 3, pp 39 – 43 (in Russian)

[2] Shatsky, A.V. (2012) Measurement of absorption of ultrasound in the liquid. Effects of nonlinear and diffraction effects. *LAP LAMBERT Academic Publishing*. 133 (in Russian)

УДК 630.847

ГИДРОДИНАМИКА ПРОЦЕССА СУШКИ

Е.Н. Ахмедьянова

Челябинская агроинженерная академия
просп. Ленина, 75, г. Челябинск, Российская Федерация
454000

В статье рассматривая процесс влагоудаления сыпучего гранулированного материала. Выделяется внешняя гидродинамика обтекания газом гранулированных частиц и её влияние на интенсивность передачи теплоты и удаление влаги, а также рассмотрена кинетика внутреннего переноса влаги. Обоснованно применение осциллирующего механизма влагоудаления.

Ключевые слова: *интенсивность теплопередачи, влагоудаление, диффузия, нагрев, газ, пористое тело.*

Широкое распространение процесса влагоудаления в различных отраслях химической, пищевой промышленности, металлургии, лесопереработки и сельского хозяйства делает актуальной направления исследования, посвящённые сокращению времени влагоудаления и повышению экономической эффективности процесса сушки. В течении последних 60 лет проводилось интенсивное изучение процессов влагоудаления и разработки теории сушки, значительный вклад в изучение процессов массопереноса внесён работами Лыкова М.В. [1], Сажина Б.С. [2] Лебедева П.Д [3] и др. Разработаны методики создания аппаратов с кипящим слоем, вихревых сушильных камер, ведутся интенсивные работы по созданию установок комбинированного влагоудаления с использованием теплообмена излучением в микроволновом и инфракрасном диапазоне. [4]. В тоже время большинство авторов разрабатывая установки влагоудаления ориентируется на создание систем с высокой интенсивностью тепло массопереноса или с минимальным временем пребывания объекта сушки в аппарате. В тоже время количество работ посвящённых созданию аппаратов экономически оптимальных невелико. Рассматривать данный процесс влагоудаления необходимо комплексно, не разделяя его отдельных фаз и механизмов, учитывая особенности нагрева, испарения, переноса влаги внутри частицы и обтекания частицы газовым потоком, и уносом влаги с увлажнённым газом из гранулированного слоя.

Определяющее воздействие на гидродинамику процесса сушки оказывает конструкция аппарата влагоудаления. Так, рассматривая ленточные и барабанные сушильные аппараты, можно отметить, что движение твердой фазы осуществляется в режиме, близком к режиму идеального вытеснения по газовой и твердой фазам, что является положительным свойством таких сушилок, обеспечивающих большую равномерность влагоудаления. В сушилках с кипящим слоем, обеспечивающих высокую интенсивность передачи теплоты, происходит интенсивное перемешивание твердой фазы, и по твердой фазе режим близок к режиму идеального смешения, что не желательно для процессов сушки, а во многих случаях и не допустимо, из-за неравномерной влажности высушенного продукта. Переход от цилиндрических сушилок с псевдоожиженным слоем к системам с конической или цилиндроконической камерой может по данным [2] вызывать появление режимов фонтанирования, существенно отличающихся от режимов псевдоожижения как по интенсивности массо- и теплообмена. При проектировании аппаратов с кипящим слоем до сих пор наблюдаются значительные трудности в проектировании газораспределительных устройств, поскольку учёт всех масштабных эффектов достаточно затруднён, также велико влияние режимных параметров по расходу газа. Повысить рабочие характеристики удаётся применяя системы с виброкипящим слоем, где организация псевдокипящего слоя осуществляется механическими побудителями типа ворошителей или мешалок, существенно влияющих на гидродинамическую обстановку в аппарате. При этом наряду с положитель-

ным эффектом механические побудители вносят и отрицательный, приближая режим в аппаратах к режиму идеального смешения. Весьма эффективные и компактные вихревые сушильные установки весьма критичны к росту концентрации материала, так как в вихревых сушильных камерах с ростом концентрации материала происходит детурбулизация потока, что уменьшает радиальное перемешивание и снижает потери давления в аппарате. Существенное влияние на гидродинамическую обстановку в аппарате оказывают свойства высушиваемого материала (размер и плотность частиц, форма частиц и особенно адгезионно-когезионные свойства, часто зависящие от влажности высушиваемого материала). Температурный режим в аппарате также определенным образом влияет на гидродинамическую обстановку, так как плотность сушильного агента и его скорость зависят от температуры.

Ряд исследователей [2,4] разделяют «активные» и «пассивные» режимы сушки. Основными признаками активных гидродинамических режимов по мнению Сажина [2] являются: развитая поверхность взаимодействия фаз, гидродинамическая устойчивость (стабильность гидродинамической обстановки во времени по всему объему аппарата), приближение гидродинамической модели потоков в аппарате к модели идеального вытеснения, а также увеличение относительной скорости движения фаз. Повышение активности гидродинамической обстановки в сушильном аппарате связано с увеличением межфазных относительных скоростей, подвижности и столкновения частиц, а соответственно среднего коэффициента теплоотдачи а, что интенсифицирует процесс, однако требует роста затрат. За косвенный показатель гидродинамической активности аппарата можно принять коэффициент межфазной теплоотдачи, а с учетом доли тепла, идущей на испарение влаги. Это абсолютно соответствует истине если речь идёт о этапе сушки с постоянной скоростью влагоудаления. Рассматривая процессы сушки, необходимо твёрдо понимать, какие процессы протекают в материале при удалении влаги. При нарушении равномерного распределения влаги по объему материала, то есть при наличии градиента влажности влага перемещается из мест с большей концентрации влаги в места менее увлажненные.

В процессе сушки происходит испарение влаги с поверхности материала, при этом влажность верхних слоёв уменьшается, и за счёт разности концентраций между поверхностными и внутренними слоями возникает внутренняя диффузия и влага перемещается к поверхности из мест с большей концентрацией в места с меньшей концентрацией. Увеличение скорости испарения с поверхностных слоёв интенсифицирует внутренняя диффузия и перемещение влаги к поверхностным слоям. Кроме того процесс интенсивного обдува частиц в кипящем слое способствует эффекту транспирационного охлаждения, сопровождающегося снижением температуры поверхности пористой частицы и снижающей интенсивность влагоудаления. Процесс удаления влаги нестационарен. Необходимо выделить несколько этапов сушки. Традиционно выделяют период прогревания материала, при этом на поверхности материала достигается температура влажного термометра. В конце данного периода достигается максимальная скорость сушки. Она определяется равенством скоростей диффузии влаги к поверхности и скорости испарения. Это характерно для всего второго этапа сушки, когда скорость испарения остаётся постоянной. В этот период удаляется влага намокания, удаляется влага из пор и крупных капилляров, происходит снижение уровня влагосодержания на 70-80%.

На этом этапе процесс подчиняется законам испарения жидкости со свободной поверхности, без проникновения границы испарения под поверхность. При стабильных внешних условиях скорость сушки на отрезке постоянна. Когда количество влаги в поверхностном слое материала уменьшается и становится близким к сорбционной емкости, испарение влаги замедляется, так как скорость подачи ее к поверхности меньше, чем скорость испарения. Наступает третий этап сушки – ис-

парение влаги с ненасыщенной поверхности. На этом этапе происходит испарение капиллярной влаги. После испарения всей влаги из макропор и для ряда материалов наступает этап стабилизации скорости сушки.

Наличие того или иного периода сушки обусловлено особенностями структуры и начальной влажностью материала. В коллоидных капиллярно-пористых телах влага может перемещаться в виде жидкости и в виде пара. Основными факторами перемещения влаги в материале является градиент влажности и температуры. Влага находятся в равновесном состоянии в материале при условии равенства температур в различных её точках и равномерном её распределении по всему объему материала. При нарушении равенства температур, то есть при наличии ***градиента*** температуры влага перемещается от поверхности с высокой температурой к поверхности с более низкой температурой. При незначительном перепаде температур влага перемещается в виде жидкости, а при большом перепаде – в виде пара. Перемещение влаги по направлению потока тепла именуется термодиффузией**.** При нагревании поверхностное натяжение изменяется. На нагретой поверхности поверхностное натяжение и капиллярное давление уменьшаются, капиллярный потенциал нагретой поверхности уменьшается, и жидкость перемещается, от мест более нагретых, к местам менее нагретым. То есть на третьем этапе сушки существует механизм обратного переноса влаги от зоны испарения в под поверхностные слои. Поскольку на процессы прогрева и диффузии влаги взаимно связаны и обладают определённой инерционностью то интенсифицировать процесс удаления влаги можно интенсифицировать периодическим нагревом и охлаждением поверхности. При этом можно ожидать наличия оптимальной частоты смены нагрева и охлаждения зависящей от амплитуды температур, влажности материалов, теплоёмкости каркаса тела. Основным недостатком существующих методов теплового расчета является усредненное определение коэффициента теплообмена, что приводит к необходимости ограничивает режимные параметры сушки из-за опасности локального превышения критических тепловых потоков для материала. В ходе расчетов были приняты следующие допущения: предельная температура сушильного агента составляла 140^0C (требования пожароопасности) при использования воздуха в качестве сушильного агента, а также недопущения обугливания поверхностного слоя сушимого материала, что отрицательно сказывается на дальнейшем технологическом процессе.

Конечная влажность древесной щепы оценивается, как в 13,5%, что определяется технологией дальнейшей переработки.

Используемая система уравнений

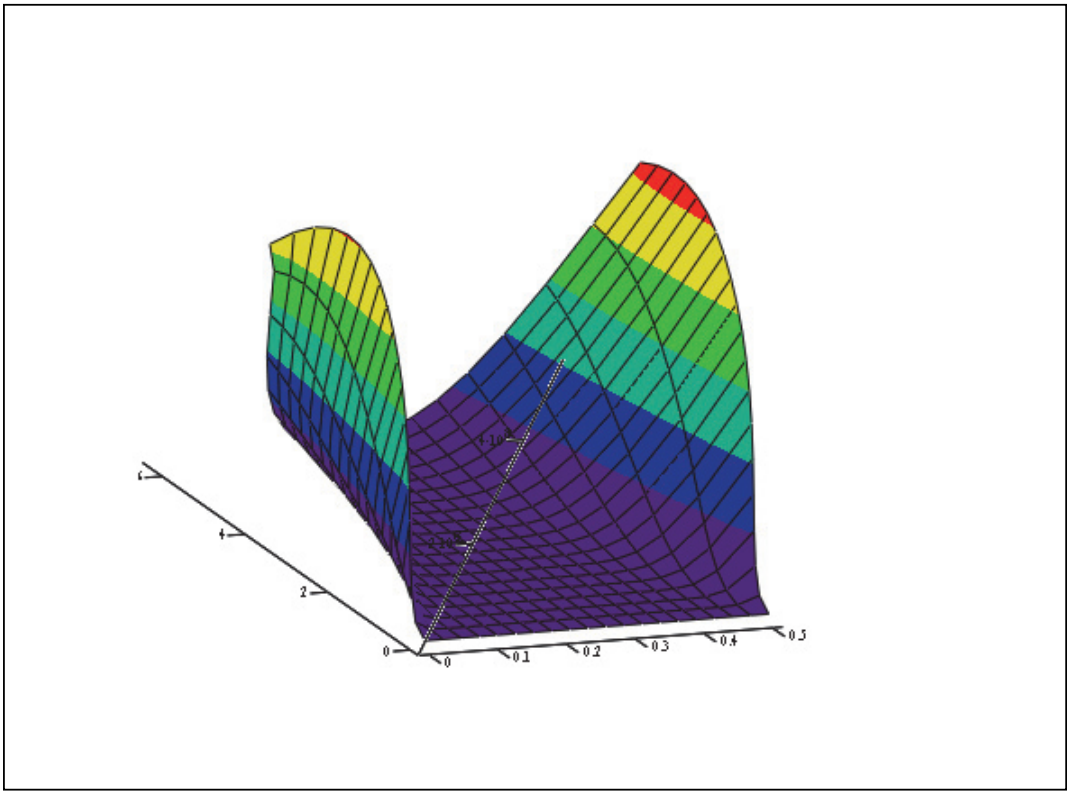
$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = D \cdot \rho \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + D \cdot \rho \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \varepsilon \cdot \frac{r}{c} \cdot \frac{\partial u}{\partial \tau}$$

Масса удаляемой влаги

$$m_B = -D \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - D \cdot \delta \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Здесь: T –температура, u- влагосодержание, x – текущая координата α – температуропроводность, D – коэффициент диффузии, r – скрытая теплота парообразования, ε – критерий испарения ε=0 при диффузии влаги и ε=1 при диффузии пара, τ –время, δ – коэффициент термодиффузии c- теплоёмкость.



M

Рисунок 1. Распределение влагосодержания по сечению и времени

Анализ полученных результатов показывает, что достичь снижения времени сушки на этапе падающей скорости можно перейдя на осциллирующий режим. При этом оказывается целесообразным (для определённого размера частиц) не только периодически прекращать подачу сушильного агента, чтобы дать выравнятся полю температур, а как следствие полю концентрации влаги внутри пористого элемента, но и периодически охлаждать поверхность, стимулируя диффузию влаги к поверхности. Причём периодичность и продолжительность «осцилляций» является функцией материала, размера частиц, величины насыпного слоя, и интенсивности тепломассосъёма с поверхности частицы. Таким образом можно отметить, что для оптимизации процесса сушки по критерию затраты время, гидродинамические режимы на разных этапах влагоудаления должны существенно отличаться. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо решать задачу оптимизации— поиска условного минимума затрат при наложении ряда связей, которые определяются из математического описания сушильного процесса

Список использованных источников

1. Лыков М.В. Сушка в химической промышленности. М. Химия, 1970. 432 с.
2. Сажин Б. С. Основы техники сушки. М.: Химия, 1984.320 с.
3. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Изд. 2-е, перераб. М.: Энергия, 1972. 320 с.
4. Основы техники псевдоожижения / Н.И. Гельперин, В.Г. Айнштейн, В.Б. Кваша М.: Химия, 1967. 664 с.
5. Гинзбург А.С., Резчиков В.А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. М.: Пищевая пром. , 1966. 196 с.

HYDRODYNAMICS DRYING PROCESS

Elena N. Ahmedyanova

Chelyabinsk Agroengineering Academy
ave. Lenina 75, Chelyabinsk, 454000, Russian Federation

In this article the process of considering dripping loose granular material. Provided the external gas flow hydrodynamics of granular particles and its influence on the intensity of heat transfer and removal of moisture, as well as examined the kinetics of internal moisture transfer. Reasonable use of the oscillating mechanism dripping.

***Key words**: heat transfer rate, post-dripping, diffusion, heating, gas, the porous body*

References

1. Ly'kov M.V. Sushka v ximicheskoj promy'shlennosti. M. Ximiya, 1970. 432 s.
2. Sazhin B. S. Osnovy' texniki sushki. M.: Ximiya, 1984.320 s.
3. Lebedev P.D. Teploobmenny'e, sushil'ny'e i xolodil'ny'e ustanovki. Izd. 2-e, pererab. M.: E'nergiya, 1972. 320 s.
4. Osnovy' texniki psevdoozhizheniya / N.I. Gel'perin, V.G. Ajnshtejn, V.B. Kvasha M.: Ximiya, 1967. 664 s.
5. Ginzburg A.S., Rezchikov V.A. Sushka pishhevy'x produktov v kipyashhem sloe. M.: Pishhevaya prom. , 1966. 196 s.

УДК 532.528

ДИНАМИКА ПОТОКА В ТРУБОПРОВОДЕ С ОГРАНИЧЕННОЙ ИСКУССТВЕННОЙ ГАЗОВОЙ КАВЕРНОЙ

П.М. Шкапов

Московский государственный
технический университет
им. Н.Э. Баумана
2- Бауманская, 5,
г. Москва, Российская Федерация
105005
spm@bmstu.ru

Течения с развитой искусственной газовой каверной в потоке жидкого компонента во многих случаях являются неустойчивыми, характеризуются наличием волн на границе раздела фаз и порционным уносом газа из полости каверны. В случае колебаний изменяются размеры кавитационного образования, а также давление в каверне и в окружающем потоке жидкости. В неограниченных потоках эти изменения проявляются локально вблизи каверны. Во внутренних течениях этот процесс становится более выраженным, сопровож-дается существенными пульсациями давления и расхода фаз во всей гидравлической системе. Наиболее интенсивные колебания происходят в гидравлических линий, когда искусственная каверна замыкается на расположенных ниже по потоку местных гидросопротивлениях типа дроссельных шайб, местных сужений или поворотов потока, на которых происходит перестроение структуры потока. Такая ограни-ченная искусственный газовая каверна является потенциально автоколебательной системой и генератором индуцированных возму-щений в связанной колебательной системе "каверна - трубопровод". В предельном случае в системе могут устанавливаться интенсивные разрывные релаксационные колебания, имеющие вид последовательных гидравлических ударов. Представлены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований данного вида течений.

Ключевые слова *Гидравлическая магистраль; искусственная каверна; динамика; пульсации давлении; релаксационные колебания; математическая модель; экспериментальные исследования*

DYNAMICS OF PIPELINE WITH BOUNDED ARTIFICIAL GAS CAVITY IN THE FLOW

Pavel M. Shkapov

Bauman Moscow State
Technical University
2-nd Bauman st., 5, Moscow,
105005, Russian Federation
spm@bmstu.ru

Flows with developed gas cavity in the flow of the liquid component in many cases are non-stationary and are characterized by wave formation at the interface. In case of fluctuations change the size of the cavitation formation and the pressure in the cavity and in the surrounding flow. In the unrestricted flow of these changes occur locally near the cavity. In internal currents this process becomes more pronounced, is accompanied by essential fluctuations of pressure and an expense of phases in all hydraulic system. The most intense pulsations occur in the hydraulic lines when the artificial cavity closes on the downstream local hydraulic resistance. This limited artificial gas cavity is a source of self induced perturbations in the related oscillatory system "cavity - pipeline." In extreme cases, these fluctuations are moving in the form of a relaxation oscillation in the form of periodic water hammering. The paper presents the mathematical model and the results of experimental studies of such flows.

Key words*: Hydraulic line; artificial cavern; dynamics; pressure fluctuations; relaxation oscillations; mathematical model, experimental studies*

УДК 621.752

ИЗМЕНЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПО МЕРЕ ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Б.М. Силаев,
И.С. Барманов,
П.А. Даниленко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
okm@ssau.ru,
isbarmanov@mail.ru

В работе представлены результаты испытаний подшипников качения на изнашивание. При проведении исследований проводились замеры виброперегрузок, которые впоследствии анализировались в зависимости от возникновения повреждений деталей подшипников. Установлена взаимосвязь интенсивности вибраций от состояния рабочих поверхностей деталей подшипников качения. Выкрашивание дорожек качения и тел качения приводят к существенному изменению виброхарактеристик машины.

Ключевые слова: *Подшипник; деформация; нагрузка; вибрация; износ; повреждение*

CHANGE OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF AIRCRAFT ENGINE IN PROCESS OF WEAR OF WORKING SURFACES OF BEARINGS

Boris M. Silaev,
Ildar S. Barmanov,
Pavel A. Danilenko

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
okm@ssau.ru,
isbarmanov@mail.ru

In work results of tests of rolling bearings on wear are presented. When carrying out these researches measurements of vibration overloads which were analyzed subsequently depending on emergence of damages of details of bearings were carried out. The interrelation of intensity of vibrations from a condition of working surfaces of details of rolling bearings is established. Spalling of paths of swing and bodies of swing lead to essential change of vibrocharacteristics of the machine.

Key words: *Bearing; deformation; force; vibration; friction; damage.*

УДК 62.5, 629.7.036

ИССЛЕДОВАНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.Б.Прокофьев
А.Г. Гимадиев
К.В. Блюмин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
blyumin@ssau.ru

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований быстродействия агрегата перепуска воздуха (АУП). Описана разработанная авторами экспериментальная установка для определения рабочих характеристик АУП при различных нагрузках, а также расходных характеристик его внутренних каналов. В результате эксперимента получены зависимости длительности открытия и закрытия клапанов перепуска воздуха. Представлены расходные характеристики жиклёра штоковой полости и управляющей золотниковой пары. Составлена математическая модель и исследовано быстродействие АУП в программном пакете MATLAB Simulink.

***Ключевые слова**: газотурбинный двигатель, агрегат управления перепуском воздуха, быстродействие, установка, эксперимент, математическое моделирование, жиклёр, характеристики*

1 Введение

Обеспечение устойчивого горения в малоэмиссионной камере сгорания (КС) является важным мероприятием при проектировании, доводке и эксплуатации современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и наземных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [1]. Для обеспечения газодинамической устойчивости на многих ГТД установлены клапаны перепуска воздуха (КПВ) из полости компрессора, а управление этими клапанами осуществляется АУП. На режиме закрытия КПВ в компрессоре ступенчато возникает дополнительный приток воздуха (от 6 % до 10% от основного расхода воздуха через двигатель), который приводит к повышению коэффициент избытка воздуха. Это может привести к пульсациям давления в КС, срыву и затуханию пламени. Одним из возможных мероприятий по устранению этого процесса является обеспечение требуемого быстродействия агрегата за счёт регулирования скорости перекладки КПВ двигателя, которая обуславливается движением управляющего штока АУП в зависимости от изменения давления воздуха за компрессором ГТД.

2 Экспериментальные исследования

Для исследования влияния быстродействия работы АУП на стабильность процессов горения в КС и газодинамическую устойчивость необходимо вначале исследовать характеристики штатного агрегата (рисунок 1), в частности, его быстродействие и расходные характеристики внутренних каналов. Для этих целей был спроектирован и изготовлен электрогидравлический испытательный стенд, оснащённый контрольно-измерительной аппаратурой (рисунок 2).



Рисунок 1. Внешний вид АУП

В состав установки для испытания агрегата входят:
- масляный насос, обеспечивающий расход не менее 500 л/ч и давление не менее 50 кгс/см^2;
- устройство, обеспечивающее нагрузку 730±50 кгс на силовой поршень агрегата и

действующее против движения поршня в положение "закрыто" и в положение "открыто";
- систему подвода, очистки и регулирования давления сухого сжатого воздуха в пределах 0...21 кгс/см^2 с расходом до 0,15 кг/с;
- контрольно-измерительная система, включающая 2 датчика давления в полостях гидроцилиндра нагрузки и датчик положения штока гидроцилиндра.

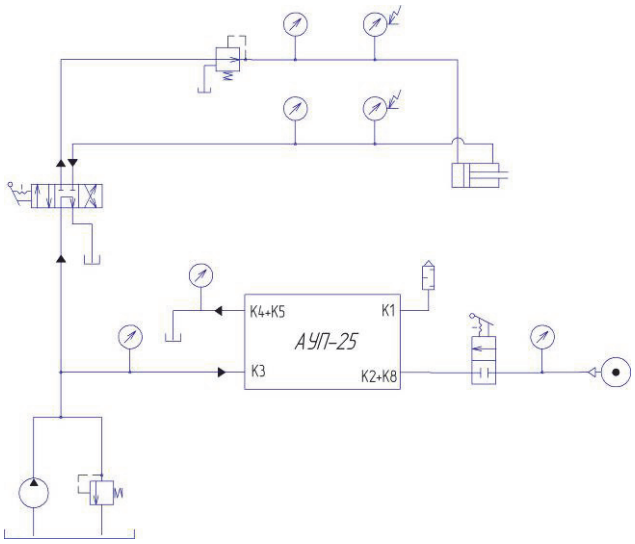
Согласно техническим условиям эксплуатации, а также паспорту изделия при испытаниях агрегата необходимо выдерживать следующие параметры [2]:

- рабочее давление масла в подводящем штуцере – 50±3 кгс/см^2;
- давление масла в сливных магистралях - 1±0,2 кгс/см^2;
- давление воздуха, подводимое к управляющему штуцеру не более 28 кгс/см^2;
- противодействующее усилие на шток агрегата 730±50 кгс.

Для создания противодействующего усилия был выбран гидроцилиндр с диаметром в поршневой полости 50 мм и длиной хода 25 см.

Гидравлическая схема и внешний вид экспериментальной установки представлены на рисунке 2.

В результате эксперимента была получена рабочая характеристика АУП с установленным штатным жиклёром с диаметром проходного сечения 1,4 мм (рисунок 3) при нагрузке, соответствующей техническим условиям эксплуатации, равной 730 кгс, а также без нагрузки. В обоих случаях:

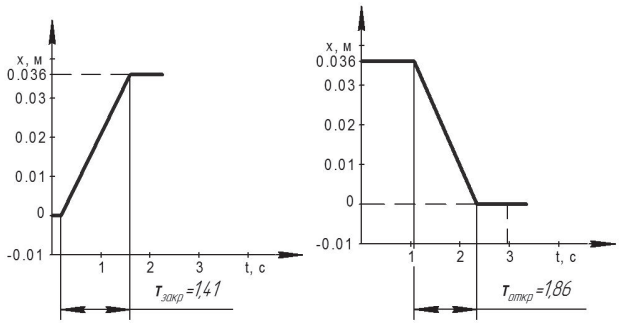


а



б

Рисунок 2. Экспериментальная установка:
а – гидравлическая схема, б – внешний вид



а б

Рисунок 3. Характеристика перемещения штока АУП при закрытии (а) и открытии (б) клапанов

Для исследования гидравлического сопротивления золотниковых пар агрегата были проведены эксперименты по проливке каналов агрегата (рисунке 4).

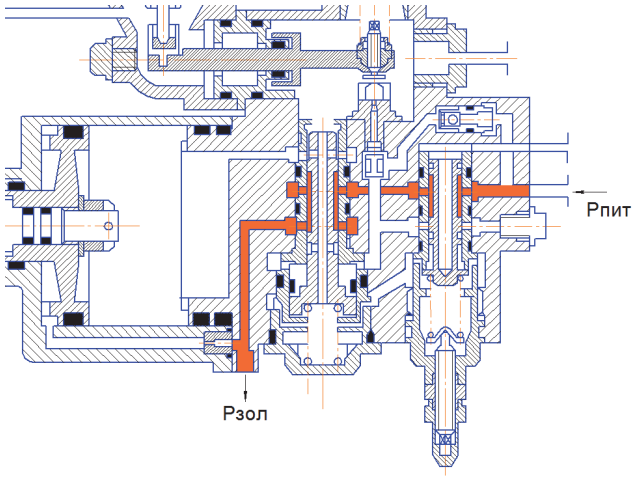


Рисунок 4. Конструктивная схема АУП
с выделенными каналами проливки

Эксперимент заключался в определении расхода жидкости через золотниковую часть АУП при разных перепадах давления на входе в агрегат и на выходе из золотниковой части в соответствии с рисунком 4. При этом давление воздуха, подаваемое в полость под мембраной, соответствовало режиму работы агрегата в положении штока "закрыто".

В результате проведения эксперимента была получена расходная характеристика золотниковой части АУП (рисунок 5):

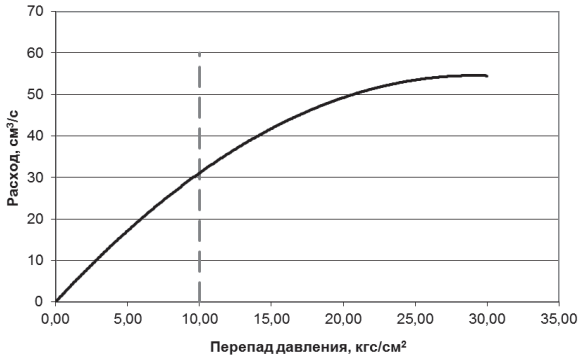


Рисунок 5. Расходная характеристика золотниковых пар АУП (перепад давления 10 кгс/см^2 соответствует срабатыванию управляющего золотника)

Была определена расходная характеристика штатного жиклёра-втулки подачи жидкости в поршневую полость агрегата (см. рисунок 4 и рисунок 6):

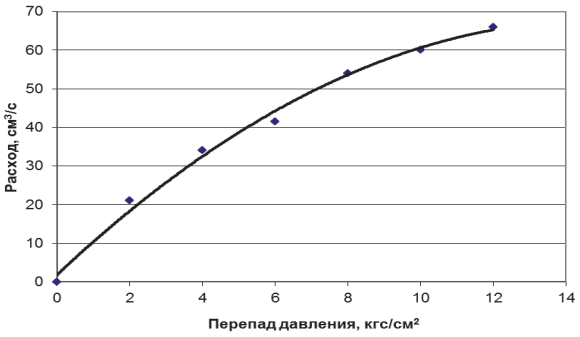


Рисунок 6. Расходная характеристика
жиклера-втулки

3 Теоретические исследования

Для теоретического определения быстродействия АУП и в дальнейшем оптимальной площади проходного сечения жиклёра-втулки было проведено моделирование агрегата в программном пакете MATLAB Simulink.

Уравнение равновесия поршня как динамического звена с учётом сил инерции, сухого трения и перепада давления представлено в виде [3,4]:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + F_{тр} \cdot sign\frac{dx}{dt} + N_{кл} = F_{п1} \cdot p_1 - F_{п2} \cdot p_2$$

где m - масса штока; $F_{тр}$ - сила трения между штоком и цилиндром; $N_{кл}$ - усилие противодействия; p_1 - давление в штоковой полости; p_2 - давление в поршневой полости; $F_{п1}$ - площадь поршня со стороны штоковой полости; $F_{п2}$ - площадь поршня со стороны поршневой полости; x - координата поршня или штока.

Расход, обусловленный движением поршня, находится по формуле

$$Q_{поршня} = F_{п1} \cdot \frac{dx}{dt}.$$

Уравнение неразрывности для полости между штоковой полостью поршня и жиклёром-втулкой:

$$\frac{dp_1}{dt}\cdot\frac{V_1}{\rho\cdot c^2}=Q_{поршня}-Q_{ж},$$

где V_1 - объем штоковой полости,

Уравнение расхода жидкости через жиклер-втулку (рисунок 7) имеет вид

$$Q_{ж}=\mu_{ж}\cdot F_{ж}\cdot\sqrt{\frac{2}{\rho}\cdot\left(p_{зол}-p_1\right)},$$

где $\mu_{ж}$ - коэффициент расхода; $F_{ж}$ - площадь проходного сечения жиклёра-втулки.

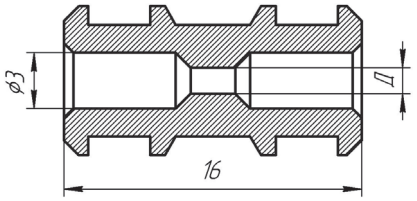


Рисунок 7. Конструктивная схема жиклёра-втулки

Уравнение неразрывности для полости между жиклером-втулкой и золотниковой частью выглядит так

$$\frac{dp_{зол}}{dt}\cdot\frac{V_{зол}}{\rho\cdot c^2}=Q_{ж}-Q_{зол},$$

где $V_{зол}$ - объём штоковой полости.

Уравнение расхода жидкости через золотниковую часть имеет вид

$$Q_{зол}=\left(\mu_{зол}\cdot F_{зол}\right)_{экв}\cdot\sqrt{\frac{2}{\rho}\cdot\left(p_{пит}-p_{зол}\right)},$$

где $\left(\mu_{зол}\cdot F_{зол}\right)_{экв}$ - эквивалентная площадь проходного сечения каналов золотников.

Уравнение неразрывности между поршневой полостью и отверстием слива описывается зависимостью

$$\frac{dp_2}{dt}\cdot\frac{V_2}{\rho\cdot c^2}=Q_{поршня}-Q_{сл},$$

где V_2 - объем поршневой полости.

Уравнение расхода жидкости на слив описывается выражением

$$Q_{сл}=\mu_{сл}\cdot F_{сл}\cdot\sqrt{\frac{2}{\rho}\cdot\left(p_2-p_{сл}\right)},$$

где $\mu_{сл}$ - коэффициент расхода через сливное отверстие золотника; $F_{сл}$ - площадь окон слива золотника агрегата.

Описанная математическая модель реализована в виде блок схемы в пакете Simulink.

В результате моделирования переходных процессов при разных диаметрах жиклёра-втулки были получены зависимости перемещения штока по времени АУП (рисунок 8).

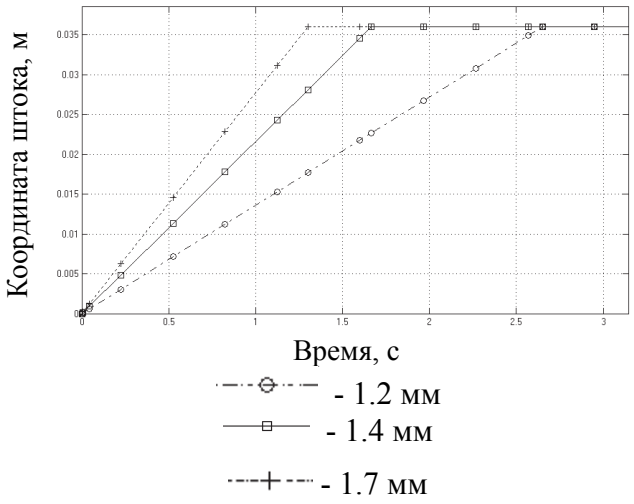


Рисунок 8. Изменение координаты поршня по времени при разных диаметрах жиклёра-втулки

Из представленных на рисунке 8 данных следует, как и ожидалось, чем больше диаметр проходного сечения жиклёра-втулки, тем быстрее происходит перекладка АУП.

3 Конструктивные мероприятия по изменению быстродействия АУП

В качестве конструктивного мероприятия по настройке быстродействия АУП без его демонтажа с двигателя предлагается разработать и внедрить регулируемый дроссель, устанавливаемый на место штатного жиклёра-втулки. Для определения диапазона регулирования такого дросселя были проведены дополнительно экспериментальные исследования АУП с различными диаметрами проходного сечения предположительно регулируемого дросселя, результаты которых приведены в таблице 1 и на рисунке 8.

Таблица 1. Время закрытия штока АУП при переменных диаметре жиклёра и нагрузки гидроцилиндра нагрузки

Нагрузка, кгс	670	540	405
Диаметр жиклёра, мм	Время закрытия, с		
0,7	14,52	14,29	12,44
1	3,15	3,07	2,8
1,2	2,29	2,25	2,13
1,4	1,43	1,48	1,71

Характеристика изменения времени быстродействия при изменяемом диаметре жиклёра при нагрузке 670 кгс представлена на рисунке 9.

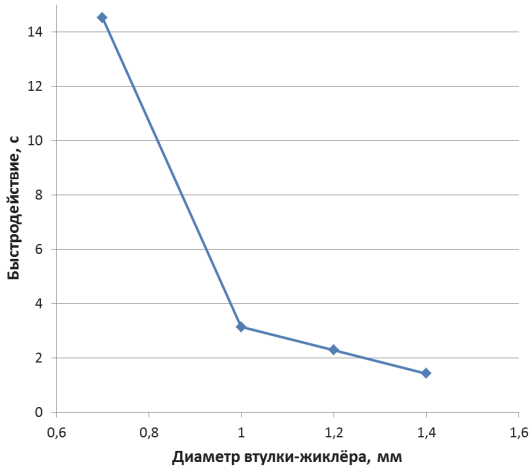


Рисунок 9. Изменение времени перекладки штока АУП от диаметра предполагаемого реегулируемого жиклёра (нагрузка 670 кгс)

В дальнейшем предполагается изготовить регулируемый дроссель с характеристикой, близкой к представленной на рисунке 8 зависимости.

4 Заключение

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования позволяют определить параметры регулируемого дросселя АУП, устанавливаемого вместо штатного жиклёра-втулки, применение которого даст возможность изменять быстродействие агрегата без съёма его с двигателя. Настройка АУП будет производиться в соответствии с режимом работы двигателя и условиями влияния быстродействия агрегата на процесс горения и запас газодинамической устойчивости компрессора двигателя.

Материал статьи опубликован при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ).

Список использованных источников

[1] Фаворский О.Н. Проблемы разработки технологий малоэмиссионного горения и создания малоэмиссионных камер сгорания в газотурбостроении // Двигатель, 2012. 6(84) С. 6-9

[2] 36.548.060ТУ Технические условия: Агрегат управления перепуском, Куйбышев

[3] Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.

[4] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976. 424 с;

RESEARCH OF OPERATION SPEED OF COMPRESSOR BLOW-OFF UNIT OF GAS TURBINE ENGINE

Andrey B. Prokofiev
Asgat G. Gimadiev
Kirill V. Blyumin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation
blyumin@ssau.ru

The article contains the results of theoretical and experimental research of the performance of the compressor blow-off unit. Described developed by the authors of the experimental test unit to identify the operating characteristics of the unit under different loads, and flow characteristics of its internal channels. The experiment is obtained according to the duration of the opening and closing of the valve by-pass air. Presents flow characteristics of the jet rod end and control spool and sleeve. Was created a mathematical model and investigated the performance of unit by MATLAB Simulink.

Key words: *gas turbine engine, compressor blow-off unit, operation speed, test unit, experiment, mathematical model, calibrated orifice, characteristics*

References

[1] Favorskij O.N. Problemy razrabotki tehnologij malojemissionnogo gorenija i sozdanija malojemissionnyh kamer sgoranija v gazoturbostroenii [Problems of development of technologies of low-emission combustion and create little-emission combustion chambers in gas turbine industry], Dvigatelj [Engine], 2012, no. 6(84), pp. 6-9 (In Russian)

[2] Tehnicheskie uslovija: Agregat upravlenija perepuskom [Technical specifications: Unit of bypass control], Kyubyshev, no. 36.548.060 (In Russian, unpublished)

[3] Razdolin M.V., Surnov D.N. Agregaty vozdushno-reaktivnyh dvigatelej [Units of air-jet engines], Moscow, Mashinostrojenije Publ, 1973, 352 p. (In Russian)

[4] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems], Moscow, Mashinostrojenije Publ, 1976, 424 p. (In Russian)

УДК 622.691

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА

Л.Ф. Мусаахунова
А.А. Иголкин
А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
iamssau@gmail.com

К.Ю. Шабанов

ООО «Газпром трансгаз Самара»
443086, Россия,
г. Самара, ул. Ново-Садовая, 106 А

Техническим объектом исследований является дискретный клапан дроссель (ДКД) и магистральный газопровод. Было проведено расширенное исследование вибрационных и акустических характеристик магистрального трубопровода газораспределительной станции. Рассчитан уровень акустической мощности, излучаемый ДКД, проведено сравнение его значений по прочностному критерию Каруци-Мюллера. Измерены уровни виброускорения на различных участках магистрального газопровода. На основе полученных экспериментальных данных описаны возможные причины возникновения акустико-индуцированных вибраций, и предложены мероприятия по снижению вибрационной нагруженности магистрального газопровода.

***Ключевые слова**: Газораспределительная станция; магистральный газопровод; виброакустические характеристики; уровень звуковой мощности; акустико-индуцированные вибрации*

1 Введение

Разрушения трубопроводов нефтегазовой отрасли представляют огромную опасность для всей системы в целом с точки зрения, как потерянных жизней, так и денег. По данным Ростехнадзора 30% аварий на НПЗ и ГРС происходит по причине разрушения технических устройств, в том числе вследствие вибрации технологических трубопроводов [1]. Вибрация трубопроводных обвязок часто достигает значительных величин и служит причиной ухудшения показателей их надежности и безопасности. Зачастую фактически складывающиеся уровни шума и вибрации превосходят не только гигиенические нормативы, но и приводит к повреждению и поэтапному разрушению элементов зданий ГРС, самих трубопроводов, чаще импульсных элементов конструкций, вспомогательного оборудования [2]. Дополнительным негативным фактором является значительный возраст существующих трубопроводов [3].

2 Обзор работ по теме исследования

Колебания в среде могут распространятся со скоростью потока среды и со скоростью звука. В первом случае это так называемый "псевдозвук" [4], который описывает возмущения, не распространяющиеся на большие расстояния. Во втором случае, распространяющиеся колебания представляют собой акустические волны, которые порождают вибрации конструкции. Это послужило основанием для введения понятия "вибрации вызванные шумом (ВВШ)".

Ранние исследования эксплуатации трубопроводных систем показали, что источником возникновения вибрации трубопроводов являются вынужденные колебания, возникающие вследствие пульсации потока рабочей среды, а также вследствие механического воздействия на конструкцию.

В 1980 году В.А. Каруци и Р. Т. Мюллер исследовали разрушения тонкостенных трубопроводов. Был проведен ряд экспериментов, в ходе которых было зафиксировано 9 случаев разрушений трубопроводов. На рисунке 1 отображены полученные данные в ходе экспериментов, проведенных В.А. Каруци и Р. Т. Мюллером, а также представлен критерий оценки уровня звуковой мощности [5].

Уровень звуковой мощности L_w внутри газопровода рассчитывается по формуле (1):

$$L_w = 10 \cdot \log\left[M^2 \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{P_1} \right)^{3.6} \cdot \left(\frac{T}{W} \right)^{1.2} \right] + \quad (1)$$

$$+126.1 + K$$

где:

уровень звуковой мощности, дБ

массовый расход, кг/сек

абсолютное давление на входе, кПа

абсолютное давление на выходе, кПа

температура, К

молекулярная масса

коэффициент равен 0, если это дозвуковой поток и 6 для звукового

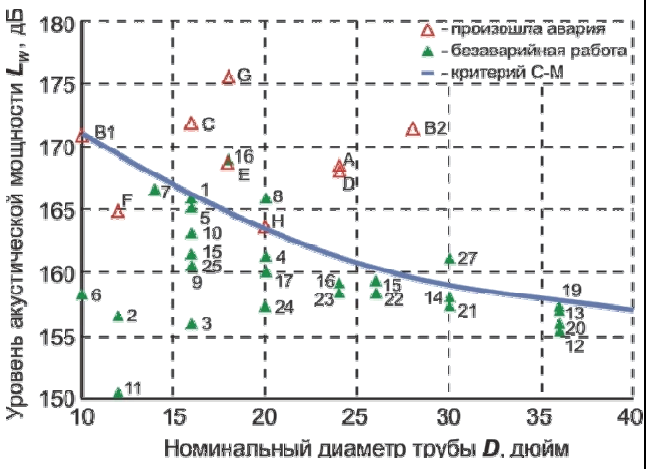


Рисунок 1. Критериальная кривая Каруци-Мюллера

Предприятие ТЛПУМГ произвело виброисследование ГРС №19А. Измерения высокочастотных вибраций работающих линий проводилось на участках с высоким уровнем акустического шума: за задвижками и на общих коллекторах первой ступени редуцирования. Согласно [6] были установлены частотные границы высокочастотного диапазона: 200-2000Гц. Максимальные амплитуды вибрации находятся в диапазонах 600-800Гц. и 1200-1500Гц. На рисунке 2 представлена зависимость расхода газа линий ДКД от установленного режима, значения виброскоростей отображены на рисунке 3.

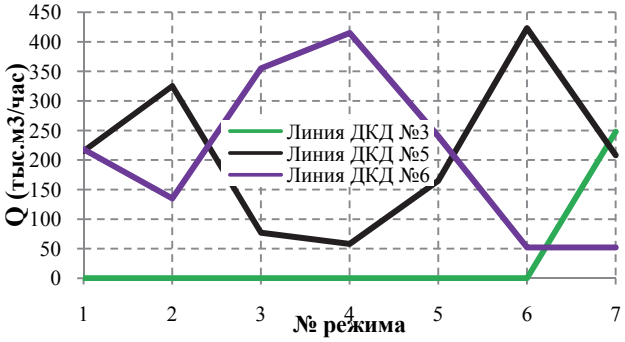


Рисунок 2. Зависимость расхода газа линий ДКД от установленного режима

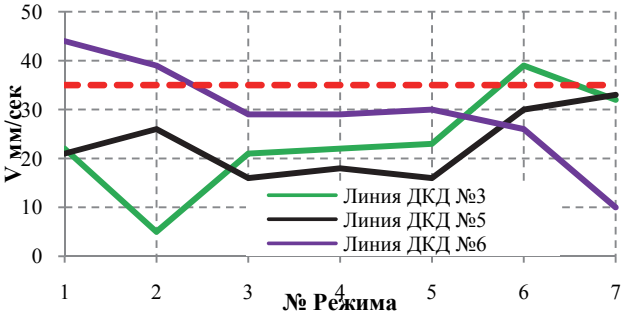


Рисунок 3. Значение виброскорости линий ДКД на установленных режимах

3 Теоретические исследования

Согласно поученным данным с Тольяттинского ЛПУ МГ на линиях дискретного клапана дросселя (ДКД) ГРС №19А присутствует высокочастотная вибрация вызванная неоднородностями газового потока при высоких расходах. Технологическая схема ГРС и план выполнения замеров приведены на рисунке 4.

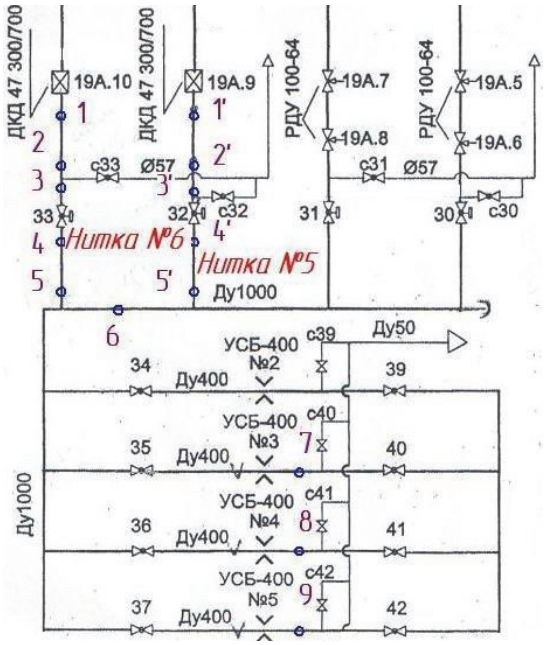


Рисунок 4. Схема выполняемых замеров

В таблице 1 приведены параметры рабочих режимов ДКД.

Таблица 1. Характеристики 3 режимов работы.

Режимы		1	2	3
№ линий ДКД	Параметры			
5	Рвх КПа	32	31,27	32,14
	Рвых КПа	11,5	11,3	11,25
	Qрасход тыс.м³/час	290	77	0
	% откр.	71,2	19	0
6	Рвх КПа	31,8	31,75	31,9
	Рвых КПа	11,5	11,4	11,3
	Qрасход тыс.м³/час	0	214	286,4
	% откр.	0	50	66,7

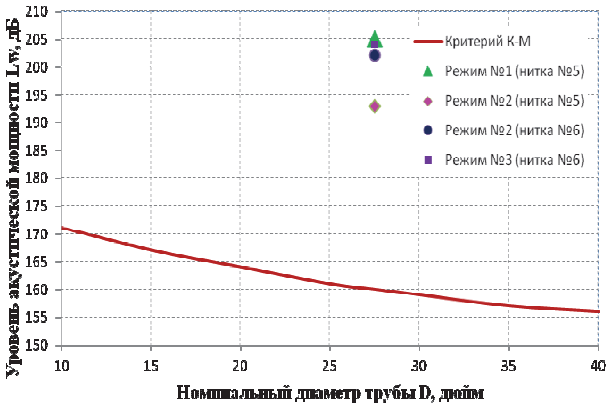


Рисунок 5. Расчетные значения уровня акустической мощности на ГРС №19А Тольяттинского ЛПУ МГ

Полученные значения уровня внутренней звуковой мощности магистрального газопровода диаметром 700 мм (27,5 дюйма) на ГРС №19А Тольяттинского ЛПУ МГ находятся выше критериальной кривой, предложенной Каруци и Мюллером (Рисунок 1) на всех режимах работы ДКД.

4 Экспериментальные исследования

Было проведено измерение вибрационных и акустических характеристик магистрального газопровода на ГРС №19А Тольяттинского ЛПУ МГ. Причина обследования – повышенная вибрация линий регулирования первой ступени редуцирования, которая приводит к разрушению импульсных трубок через 1 минуту работы. Измерения проводились на 3 режимах работы дискретного клапана дросселя. Основные параметры приведены в таблице 1.

Замеры проводились в 9 точках газопровода (см. рисунок 2) в блоке редуцирования, на линия ДКД е ДКД, кранах и трубах работающих линий, а также на линии ДКД х наружной обвязки в вертикальных и горизонтальных направлениях. В ходе работы было выявлено, что наибольшие значения вибраций соответствуют точкам 1-5.

Измерения вибрации проводились с помощью многоканального измерителя ЭКОФИЗИКА. В нашем случае применялся

трехкомпонентный датчик, который содержит три взаимно перпендикулярных чувствительных элемента и одновременно измеряет все три составляющих виброускорения.

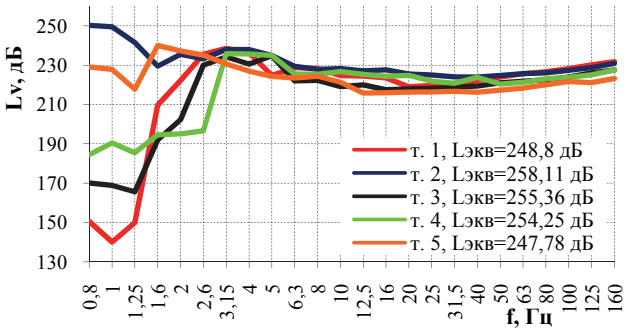


Рисунок 6. Распределение виброускорения на поверхности линии ДКД №5 на режиме №1

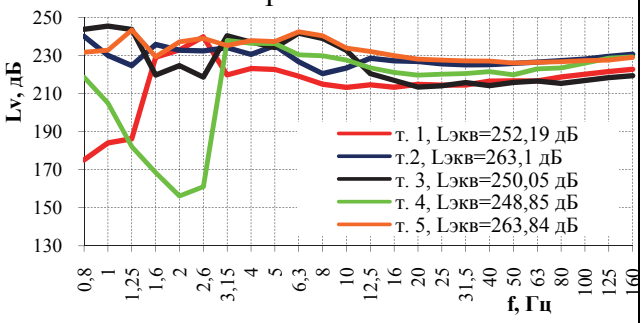


Рисунок 7. Распределение виброускорения на поверхности линии ДКД №5 на режиме №2

Из графиков (см. рисунки 6 и 7) можно сделать следующий вывод: наибольшие значения логарифмического уровня виброускорения соответствуют замерам, выполненным на участке газопровода, расположенном за шаровым краном с пневмогидроприводом; вибрации на линии ДКД №5 увеличиваются при увеличении расхода через линию ДКД №6, вероятной причиной повышенное вихреобразование при смешивании потоков.

Из графиков (см. рисунки 8 и 9) видно, что на режиме работы №2 логарифмический уровень виброускорения в точках линии ДКД наружной обвязки в диапазоне высоких частот на 20 дБ ниже, чем на режиме

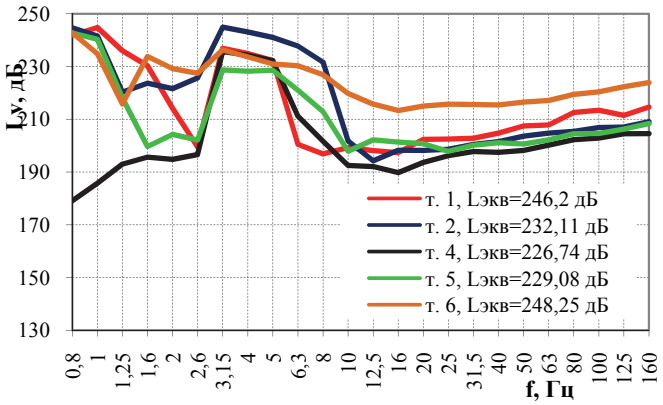


Рисунок 8. Распределение виброускорения на поверхности линии ДКД №6 на режиме №2.

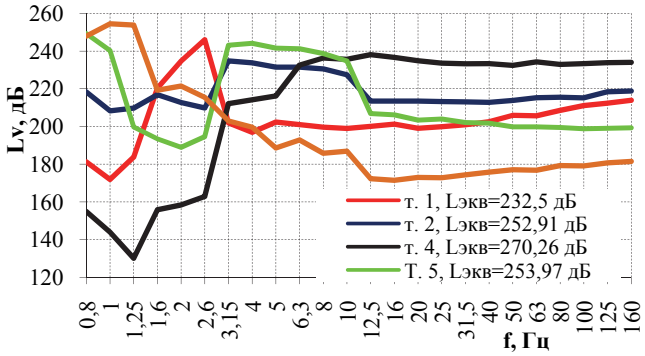


Рисунок 9. Распределение виброускорения на поверхности линии ДКД №6 на режиме №3

№3. Наибольшие значения логарифмического уровня виброускорения соответствуют точкам, расположенным на части линии ДКД , находящимся за шаровым краном с пневмогидроприводом. Также отмечается зависимость высокочастотных вибраций от режима загрузки линии.

Вибрация линии №6 больше вибрации линии №5, аналогичной по исполнению. Причиной этому является существенное различие в техническом состоянии элементов 5 и 6 линий.

Измерение акустического шума было проведено при помощи прибора ОКТАВА 101А. Данный прибор удовлетворяют 1-му классу точности по ГОСТ 17168 и МЭК 61260. Явно выраженные доминирующие

спектральные состовляющие присутствуют в точках 1 и 4. Полученные результаты уровней звукового давления и уровней шума в выбранных точках на установленных режимах приведены на рисунках 10 – 14.

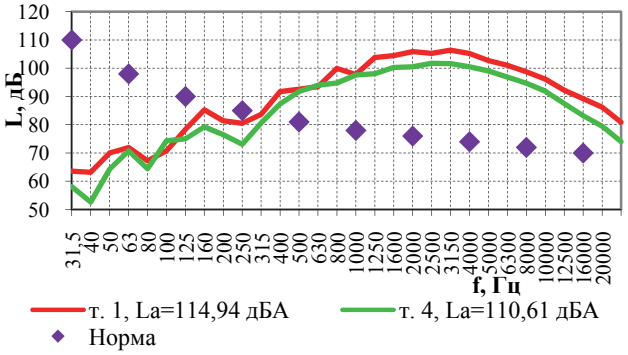


Рисунок 10. Зависимость уровня шума от частота на режиме №1, линия ДКД №5

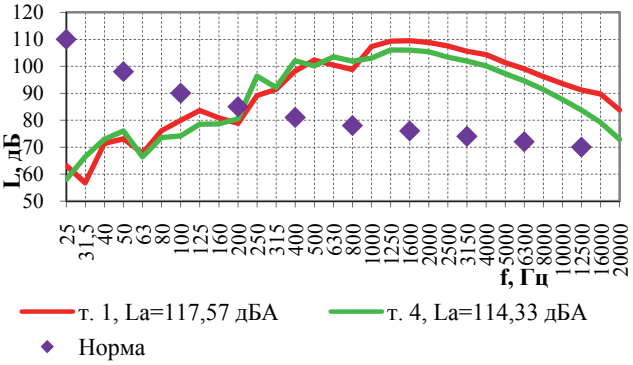


Рисунок 11. Зависимость уровня шума от частоты на режиме №2, линия ДКД №5

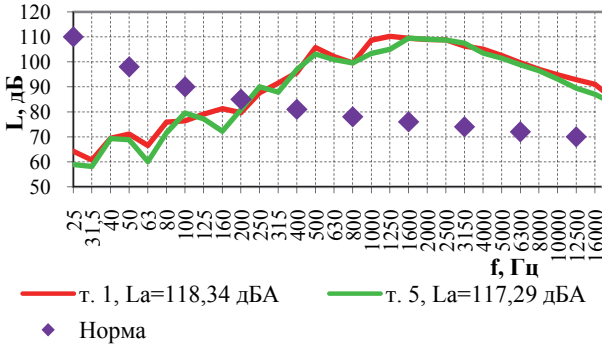


Рисунок 12. Зависимость уровня шума от частоты на режиме №2, линия ДКД №6

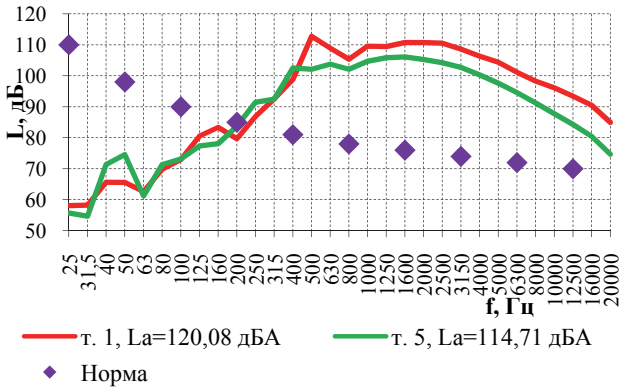


Рисунок 13. Зависимость уровня шума от частоты на режиме №3, линия ДКД №6

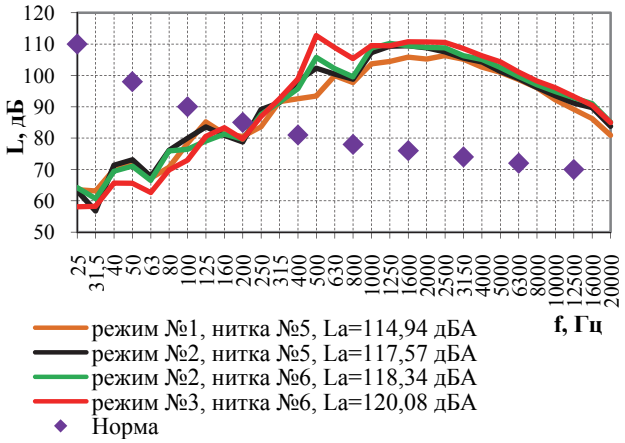


Рисунок 14. Точка №1 на всех режимах работы ДКД

Дискретных составляющих в спектре уровней звукового давления на линия ДКД е №5 при работе её соответственно на режимах №1 и №2 как видно из графиков не наблюдается. Наибольшие уровни шума соответствуют местам замера, находящимся вблизи ДКД.

Согласно полученным результатам можно сделать следующий вывод: максимальное значение уровня шума соответствует частоте 500Гц на обоих режимах работы ДКД в точке №1.

Уровни шума в помещениях ГРС при транспортировке через них природного газа превышают допустимые значения, причем практически на всех технологических режимах подачи газа.

5 Заключение

Проведенный анализ результатов исследований уровня шума вблизи основного источника вибраций и шума подтвердил, что разрушения отборных элементов происходят по причине воздействия акустико-индуцированных вибраций. Основной причиной возникновения данных вибраций могут служить технические проблемы связанные с эксплуатацией дискретного клапан дросселя.

Список использованных источников

[1] Данилов А.А., Петров А.И. Газораспределительные станции. СПб.: Недра. 1997. 240 с.

[2] Котляр И.Я., Пиляк В.М. Эксплуатация магистральных газопроводов. Изд. 2-е, перераб. и дополн.. СПб.: Недра. 1971. 248 с.

[3] Толоконников И.С. Снижение уровней шума и вибрации на газораспределительных пунктах энергетических объектов. Сборник докладов. 2011. С. 245-260.

[4] Воскобойник В.А., Гриченко В.Т., Макаренков А.П. Псевдозвук за препятствием на продольно обтекаемом цилиндре. Акустический вісник. 2002. С. 22-36.

[5] Bruce, D.R., Bommer, A.S., Lepage, T.E. (2013) Solving acoustic-induced vibration problems in the design stage, *Sound and Vibration.*

[6] СТО Газпром 2-2.3-324-2009 Диагностическое виброисследование технологических трубопроводов компрессорных цехов с центробежными нагнетателями. Нормы оценки и методы проведения работ.

THE VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS RESEARCH OF THE GAS PIPELINE

Luiza F. Musaakhunova
Aleksandr A. Igolkin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation

Konstantin Yu. Shabanov

"Gazprom Transgaz Samara" LLC
Novo-Sadovaya st., 106 A, Samara, 443068, Russian Federation

Technical focus of the research is a discrete valve orifice (DVO) and gas pipeline. An extensive research of vibration and acoustic characteristics of the main pipeline of a gas distribution station was carried out. The acoustic noise power level radiated by the main gas pipeline and it's comparison with the strength criterion were made. The levels of vibration acceleration in different parts of the main gas pipeline were measured. On the basis of experimental data the possible causes of the acoustic-induced vibration are described, and measures for reducing vibration loading of a gas pipeline were proposed.

Key words: *Gas distribution station; main gas pipeline; vibroacoustic characteristics; sound power level; acoustic-induced vibration.*

References

[1] Danilov, A.A., Petrov, A.I., Gazoraspredelitel'ny'e stancy'i. St. Petersburg .: Nedra. 1997. 240 s.

[2] Kotlyar, I.J., Piljak, V.M., Ekspluatatsiya magistral'nykh gazoprovodov. M.: Nedra. 1971. 248 s.

[3] Tolokonnikov, I.S., Karmanova, V.V., Olejnikov, A.Yu., Petrov, S.K., Polyax, I.I. (2011)Snizhenie urovnej shuma i vibracii na gazoraspredelitel'ny'x punktax e'nergeticheskix ob"ektov. S. 245-260.

[4] Voskobojnik V.A., Grichenko V.T., Makarenkov A.P. (2002) Psevdozvuk za prepyatstviem na prodol'no obtekaemom cy'lindre. Acusticheskiy Visnik. S. 22-36.

[5] Bruce, D.R., Bommer, A.S., Lepage, T.E. (2013) Solving acoustic-induced vibration problems in the design stage, *Sound and Vibration.*

[6] STO Gazprom 2-2.3-324-2009 Diagnosticheskoe vibroissledovanie tekhnologicheskikh truboprovodov kompressornykh tsehov s tsentrobezhnymi nagnetatelyami. Normy otsenki i metody provedeniya rabot.

УДК 539.4

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СТАНЦИИ

Л.Ф. Мусаахунова
А.А. Иголкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
iamssau@gmail.com

К.Ю. Шабанов

ООО «Газпром трансгаз Самара»
ул. Ново-Садовая, 106 А
г. Самара, Российская Федерация, 443086

Редукционные устройства такие как, защитная трубопроводная арматура, регулировочные клапаны, дроссели могут создавать интенсивные колебания рабочей среды на выходе из устройства. Данные акустические волны распространяются вдоль трубопровода, в результате чего возникают вибрации, которые в свою очередь приводят к усталостному разрушению, иногда сбои наступают в течение нескольких часов работы. В данной работе был проведен расчёт виброакустических характеристик магистрального газопровода, а также разработана методика расчета виброакустичсекпих характеристик, позволяющая в конечном итоге получить прочностные характеристики.

***Ключевые слова**: уровень звукового давления, уровень акустической мощности, виброскорость, виброускорение, усталостная долговечность, резонансная частота, спектр, коэффициент звукоизоляции, модальный анализ, магистральный газопровод, дискретный клапан дроссель.*

1 Введение

Газораспределительные станции являются важнейшим звеном системы газоснабжения, осуществляющим подготовку и распределение газа между потребителями в стране. Как показала практика эксплуатации, конструкции технологических трубопроводов ГРС не обеспечивает длительную безаварийную работу. Превышение прочностных уровней вибрации может привести к разрушению трубопровода и не считаться с этим фактором невозможно [1]. В результате повышенной вибрации в трубопроводах возникают: трещины, вследствие усталости материала; саморазвинчивание арматуры, путевых соединений и систем управления арматуры; разгерметизация трубопроводов.

2 Причины возникновения вибрации

Вибрация трубопроводов по характеру проявления, его причинам, а следовательно, и мерам ликвидации, существенно отличается от вибрации машин. Если вибрация перекачивающих агрегатов и их фундаментов в большинстве случаев происходит вследствие инерционных сил движущихся частей агрегата и может быть устранена чисто механическими методами, то вибрация трубопроводов происходит в результате как инерционных сил перекачиваемой среды (что менее существенно), так и вследствие пульсации давления в трубопроводе [2]. Если частота вынужденных колебаний системы, обычно совпадающая с цикличностью работы машины, близка к частоте собственных колебаний системы трубопровода, то система входит в резонанс, в результате возникает интенсивная вибрация всасывающих и главным образом нагнетательных трубопроводов. Зона распространения вибрации обычно ограничивается системой обвязки насосной или компрессорной станции, после выхода на прямые участки трубопроводов пульсация давления среды быстро затухает [2].

3 Методика расчёта виброакустических характеристик

В данной работе различные методики определения виброакустических характеристик были объединены с целью прогнозирования прочности трубопровода. Как видно из рисунка 1 есть несколько различных последовательностей, согласно которым можно выйти на прочностные характеристики. В зависимости от кого, какие имеются данные (измеренные виброакустические характеристики, геометрические характеристики исследуемого элемента, входные параметры) можно выбрать тот или иной путь (сплошная линия – расчёт, пунктирная - сравнение) который позволит получить требуемый результат.

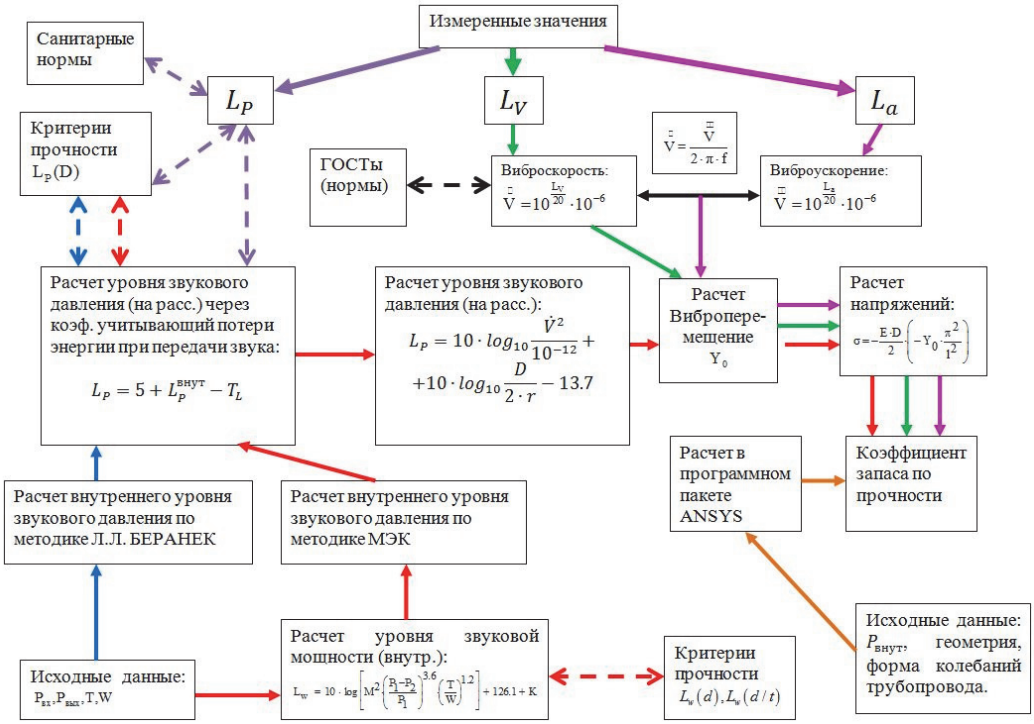


Рисунок 1. Концепция оценки прочности трубопровода вследствие воздействия виброакустических нагрузок

Рассмотрим пример расчёта прочности магистрального газопровода газораспределительной станции №19А Тольяттинского ЛПУМГ по известным режимным параметрам. Схема расчёта представлена на рисунке 2.

Первый шаг – необходимо рассчитать это уровень акустической мощности и установить соответствуют ли рабочие значения нормам.

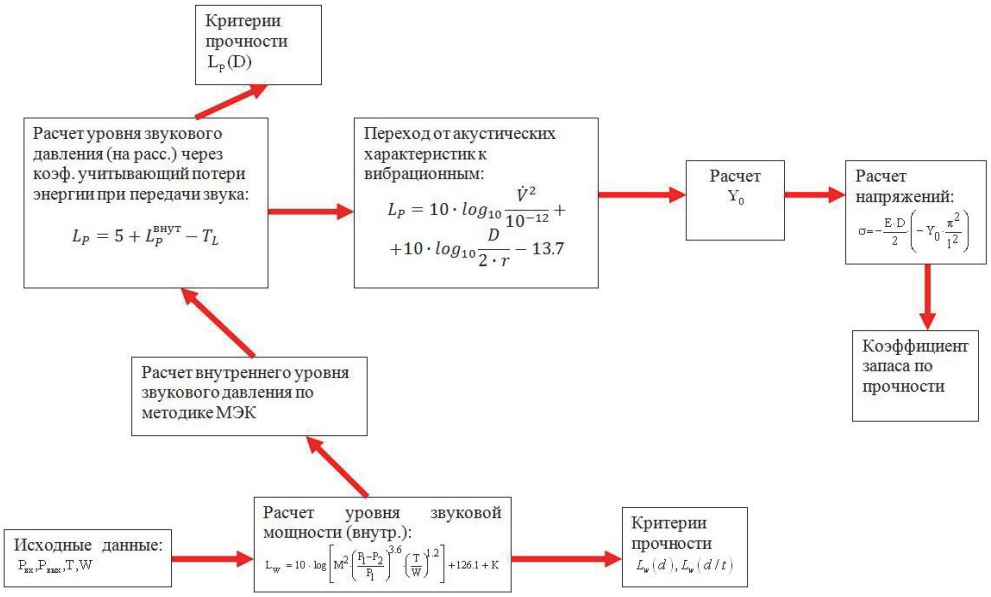


Рисунок 2. Схема расчёта виброакустических характеристик

Уровень акустической мощности L_w внутри газопровода рассчитывается по формуле (1) [3]:

$$L_w = 10 \cdot \log\left[M^2 \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{P_1} \right)^{3.6} \cdot \left(\frac{T}{W} \right)^{1.2} \right] + \quad (1)$$
$$+126.1 + K$$

где:

L_w – уровень звуковой мощности, дБ

M – массовый расход, кг/сек

P_1 – абсолютное давление на входе, кПа

P_2 – абсолютное давление на выходе, кПа

T – температура, К

W – молекулярная масса

K – коэффициент равен 0, если это дозвуковой поток и 6 для звукового

Для сравнения мы использовали значение, взятое из прочностного критерия, разработанного В.А. Каруци и Р. Т. Мюллером [3].

Таблица 1. Расчётные значения уровня акустической мощности L_w.

Рабочий режим	L_wдБ
№1 линия ДКД №5	204
№2 линия ДКД №5	193,5
№2 линия ДКД №6	202,64
№3 линия ДКД №6	205
Допустимое значение для диаметра 700 мм	160

Следующий шаг - рассчитать уровень внутреннего звукового давление по методике, предложенной МЭК (2) [4].

$$L_P^{внут} = 10 \cdot \log_{10}\left[\frac{X \cdot \left(3.9 \cdot 10^9\right) \cdot W_s \cdot \rho_d \cdot c_d}{D_i^2} \right] \quad (2)$$

где:

ρ_d – плотность среды

c_d – скорость звука в реде

X– коэффициент, учитывающий угол наклона потока

Число $(3.9 \cdot 10^9)$ мы получаем при конвертации акустической мощности в звуковое давление при эталонном давлении $20 \cdot 10^{-6}$ Па.

Имея представление о максимальной частоте f_p можно сделать более точные выводы о коэффициенте, учитывающем потери энергии при передаче звука T_L, зная в свою очередь коэффициент теплоизоляции можно получить значения звукового давлнения на расстоянии. Значения коэффициента T_L не сильно отличаются друг от друга в пределах частоты среза f_0 и кольцевой частоты f_R трубопровода, однако на других частотах значения данного коэффициента могут быть значительными. Угол наклона коэффициента T_L составляет примерно – 6 дБ на октаву ниже частоты среза f_0 и +6 дБ на октаву выше кольцевой частоты f_R [5].

Для числа Маха трубопровода больше 0.3, и в случае применения трубопровода, применяемого при высоком давлении, может оказать, что минимальное значение коэффициента T_L приходится на частоту среза f_0 и определяется формулой (3) [5]:

$$T_{Lf_0} = 10 \cdot \log_{10} \cdot \left[9 \cdot 10^6 \cdot \frac{r \cdot t_p}{D_i^2} \cdot \left(\frac{P_2}{P_a} + 1 \right) \right], \quad (3)$$

где:

r – расстояние от трубы на котором происходит измерение, м

t_p – толщина трубопровода, м

D_i – внутренний диаметр трубопрвода, м

P_2 – внутреннее статическое давление, Па

P_a – внешнее статическое давление, Па

Общий коэффициент T_L высчитывается по формуле (4):

$$T_L = T_{Lf_0} + \Delta T_{Lf_p} \quad (4)$$

где:

коррекция в дБ ΔT_{Lf_p} зависит от максимальной частоты согласно следующим условиям (5):

$$\Delta T_{Lf_0} = \begin{cases} 20 \cdot \dfrac{\log f_0}{f_p} & \left(f_p \le f_0\right) \\ 13 \cdot \dfrac{\log f_p}{f_0} & \left(f_p \le 4 \cdot f_0\right) \\ 20 \cdot \dfrac{\log f_p}{4 \cdot f_0} + 7.8 & \left(f_p > f_0\right) \end{cases}$$

(5)

Значение максимальной частоты определяется из следующих условий (6):

$$f_p = \begin{cases} \dfrac{0.2 \cdot M_j \cdot c_0}{D_j} & \left(M_j < 4\right) \\ \dfrac{0.28 \cdot c_0}{D_j \cdot \sqrt{M_j^2 - 1}} & \left(M_j > 4\right) \end{cases} \quad (6)$$

где:

c_0 – скорость звука в среде $\left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)$

D_J – внутренний диаметр

$$M_j = \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \cdot \left[\left(\frac{P_1}{\alpha \cdot P_2} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

Внешний уровень звукового давления в дБ измеренный на расстоянии 1 м от трубопровода определяется по формуле (8):

$$L_P^{внеш} = 5 + L_P^{внут} - T_L \quad (8)$$

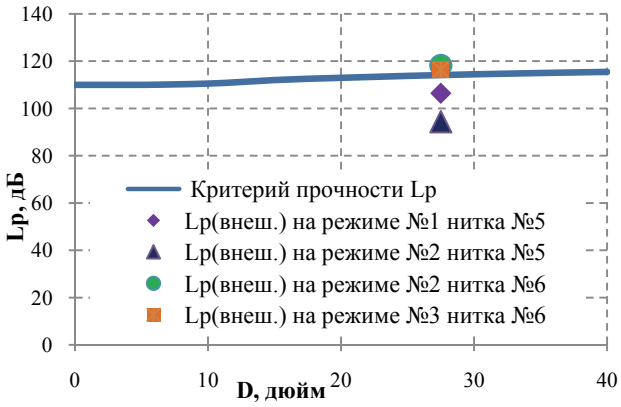


Рисунок 2. Расчётный уровень звукового давления на расстоянии 1 м от трубопровода

Для дальнейшего осуществления сравнения виброскоростей с измеренными значениями необходимо получившиеся значения уровня акустической мощности разложить в спектр. Расчёт частотной коррекции начинается с определения частоты, которой соответствует наибольший уровень звуковой мощности (9):

$$f_p = \frac{V}{5 \cdot D} \quad (9)$$

где:

f_p – максимальная частота для акустической мощности свободного потока газа, Гц;

V – выходная скорость потока газа, м/с;

D – внутренний диаметр трубы, м.

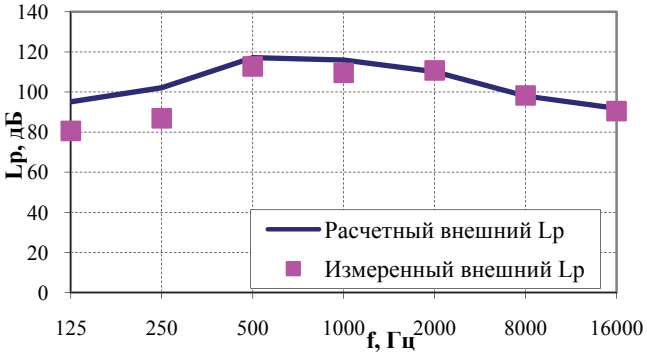


Рисунок 3. Уровень внутреннего и внешнего звукового давления

Уровень акустической мощности определяется в зависимости от частоты, на которую выполняется коррекция для различных кратных и дробных чисел максимальной частоты f_p, затем выполняется корректировка по Струхалю, в результате получаем уровень акустической мощности разложенный в спектр.

Далее необходимо перейти от акустических характеристик к вибрационным по формулам (10,11). Основой метода преобразования является взаимосвязь между акустической мощностью и эффективностью излучения [6].

$$v = \sqrt{10^{\frac{(L_P^{внеш} - 10 \cdot \lg\frac{D}{2 \cdot r} - 10 \cdot \lg\frac{f}{f_c} + 13.7)}{10}} \cdot 10^{-12}} \quad f < f_c \quad (10)$$

$$v = \sqrt{10^{\frac{(L_P^{внеш} - 10 \cdot \lg\frac{D}{2 \cdot r} + 13.7)}{10}} \cdot 10^{-12}} \quad f \geq f_c \quad (11)$$

Затем по методике Д.С. Уатчела [7] рассчитываются напряжения возникающие в трубопроводе. В ходе работы было выявлено, что наиболее нагруженной является линия ДКД №6, для нее и был рассчитан коэффициент запаса по прочности (таблица 2).

Таблица 2. Рассчитанный коэффициент запаса линии ДКД №6 на рабочем режиме №3

Вибропермещ. (СКЗ), м	σ, Па	η
0,005849601	101033185,9	1,649655986

4 Заключение

Изучены основные подходы к анализу виброакустических характеристик: оценка уровня акустической мощности по методике Каруци-Мюллер, расчёт уровня звукового давления по методике Л.Л. Беранек, расчёт напряжений по методике Д.С. Уатчела.

Разработана методика расчёта виброакустических характеристик, а также алгоритм расчёта участка магистрального трубопровода на усталостную долговечность с учетов основных факторов, влияющих на усталостную прочность, рассчитанных через коэффициенты.

Список использованных источников

[1] Толоконников И.С., Карманова В.В., Олейников А.Ю., Петров С.К., Полях И.И. Снижение уровней шума и вибрации на газораспределительных пунктах энергетических объектов. Сборник докладов. 2011. С. 245-260.

[2] Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.

[3] Bruce, D.R., Bommer, A.S., Lepage, T.E. (2013) Solving acoustic-induced vibration problems in the design stage, *Sound and Vibration.*

[4] Singh, G.M., Rodarte, E., Miller, N. R., Hrnjak, P. (2000) Modification of a standard aero acoustic valve noise model to account for friction and two-phase flow, *ACRC Project 72.*

[5] Beranek, L.L. (2006) Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, Second Edition, Istvan

[6] Fagerlund, A.C. Use of pipewall vibrations to measure valve noise, Technical monograph 33.

[7] Wachel, J.C. (1995) Displacement method for determining acceptable piping vibration amplitudes, International pressure vessels and piping codes ans standarts: Volume 2 – current perspectives.

Luiza F. Musaakhunova
Aleksandr A. Igolkin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
iamssau@gmail.com

Konstantin Yu. Shabanov

"Gazprom Transgaz Samara" LLC
106 A, Novo-Sadovaya st., Samara, 443068, Russian Federation

METHOD DEVELOPMENT OF THE VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS CALCULATION OF THE GAS DISTRIBUTION STATIONS ELEMENTS

Pressure-reducing devices such as protective valves, control valves and chokes can create high levels of high-frequency acoustic waves at the outlet of the valve. These acoustic waves are propagated along the pipe, thereby generating vibrations, which in turn lead to fatigue failures, sometimes malfunctions set in within a few hours. In this research work, we calculated the vibroacoustic characteristics of gas pipeline, as well as the method of calculation of vibroacoustic characteristics, allowing eventually to get the strength characteristics of the pipeline.

Key words: *sound pressure level, sound (acoustic) power level, vibration velocity, vibration acceleration, fatigue life, resonant frequency, spectrum, sound reduction index, modal analysis, gas pipeline, discrete throttle valve.*

References

[1] Tolokonnikov, I.S., Karmanova, V.V., Oleynikov, A.Yu., Petrov, S.K., Polyakh, I.I. (2011) Snizhenie urovney shuma i vibracii na gazoraspredelitel'nykh punktakh energeticheskikh ob"ektov. Sbornik dokladov. S. 245-260

[2] Bolotin, V.V. Prognozirovanie resursa mashin i konstrukcij. M.: Mashinostroenie, 1984. 312 s

[3] Bruce, D.R., Bommer, A.S., Lepage, T.E. (2013) Solving acoustic-induced vibration problems in the design stage, *Sound and Vibration*

[4] Singh, G.M., Rodarte, E., Miller, N. R., Hrnjak, P. (2000) Modification of a standard aero acoustic valve noise model to account for friction and two-phase flow, *ACRC Project 72*

[5] Beranek, L.L. (2006) Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, Second Edition, Istvan

[6] Fagerlund, A.C. Use of pipewall vibrations to measure valve noise, Technical monograph 33

[7] Wachel, J.C. (1995) Displacement method for determining acceptable piping vibration amplitudes, International pressure vessels and piping codes ans standarts: Volume 2 – current perspectives.

УДК 621.165

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВЯЗАННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК НА СОБСТВЕННЫЕ ФОРМЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА, ОТКЛОНЯЮЩЕГОСЯ ОТ СТРОГОЙ СИММЕТРИИ

А.И. Ермаков
А.В. Урлапкин
К.В. Бояров

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
fdla@ssau.ru
urlapkin@gmail.com
konst90@gmail.com

Лопатки рабочего колеса из-за технологических допусков на изготовление, отличия в свойствах материала и других факторов могут существенно отличаться друг от друга по динамическим свойствам. Это вызывает появление ряда особенностей в динамике рабочего колеса, и также приводит к значительному расхождению реальных и расчётных значений собственных и резонансных частот колебаний, что затрудняет принятие решений по оптимизации конструкций на этапе доводки. В работе показано, что на искажение собственных форм рабочего колеса с отклонением от строгой симметрии значительное влияние оказывает величина связанности колебаний лопаток. Приведены результаты расчёта собственных форм для модельного рабочего колеса, а также на примере нескольких форм для рабочего колеса компрессора СД двигателя НК-36СТ. Показано, что при искажении форм нарушается их ортогональность возбуждающим гармоникам, и возбуждение колебаний по каждой из форм происходит несколькими гармониками одновременно.

Ключевые слова: *Рабочее колесо, спектр, собственная форма, расстройка, преобразования Фурье, метод конечных элементов, резонанс, возбуждающая гармоника, связанность колебаний*

RESEARCH OF INFLUENCE OF VIBRATION CONNECTEDNESS OF BLADES TO EIGENMODE OF MISTUNED BLADE DISK

Aleksandr I. Ermakov
Aleksandr V. Urlapkin
Konstantin V. Boyarov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
fdla@ssau.ru
urlapkin@gmail.com
konst90@gmail.com

The bladed dicks due to the technological manufacturing tolerances, differences in material properties and other factors can vary significantly from each other in dynamic properties. This causes a number of features in the dynamics of the bladed disks, and also leads to a substantial discrepancy between the actual and calculated values of eigenvalues and resonant frequency, making it difficult to optimize the decision-making structures at the stage of finishing. It is shown that the distortion of the natural forms of the bladed disks with a mistuning is significantly affected by the value of connectedness blade oscillation. Results of calculation of eigenmodes for the model disk, and the example of several forms for diks of MP compressor NK-36ST. It is shown that the distortion of the forms violated their orthogonality exciting harmonics and vibrational excitation in each of the forms occurs several harmonics simultaneously

Key words: *Bladed disk, spectrum, eigenmode, mistuning, Fourier transform, finite element method, resonance, exciting harmonic, oscillation coupling*

УДК 621.752

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПО ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОМУ ПРИЗНАКУ

Б.М. Силаев,
И.С. Барманов,
П.А. Даниленко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086 okm@ssau.ru,
isbarmanov@mail.ru

В работе представлены результаты испытаний подшипников качения на изнашивание. При проведении данных исследований проводились замеры виброперегрузок, которые впоследствии анализировались в зависимости от возникновения повреждений деталей подшипников. Установлена взаимосвязь интенсивности вибраций от состояния рабочих поверхностей деталей подшипников качения. Выкрашивание дорожек качения и тел качения приводят к существенному изменению виброхарактеристик машины.

***Ключевые слова**: подшипник, деформация, нагрузка, вибрация, износ, повреждение*

1 Введение

Результаты статистической обработки данных экспериментальных стендовых и натурных испытаний подшипников двигателей летательных аппаратов (ДЛА) в среде маловязких жидкостей (керосин, криогенные компоненты топлива, вода и др.) показывают, что основными их повреждениями является изнашивание рабочих поверхностей [1]. Данное повреждение не считается отказом, если подшипник обеспечил заданный ресурс и его техническое состояние соответствует требованиям технических условий. Необходимо отметить, что изнашивание сопровождаются появлением дополнительных переменных нагрузок на элементы конструкции двигателя. Это в свою очередь приводит к изменению виброакустических характеристик двигателя.

Как показано в работах [2,3] качество функционирования механических устройств связано с вибрационным состоянием. Поэтому представляет интерес проведение анализа изменения технического состояния деталей подшипника во взаимосвязи с изменением динамических характеристик системы.

2 Состояние вопроса, обзор и анализ аналогичных исследований

Исследования по оценке технического состояния подшипников качения проводились рядом авторов. В работе [4] приводится описание, преимущества и недостатки современных и наиболее применяемых методов анализа вибрационных характеристик (метод ударных импульсов, метод ПИК-фактора, метод оценки общего уровня вибрации, метод прямого спектра, метод спектра огибающей). Отмечено, что данные методы чувствительны только к сильно развитым дефектам, предшествующим разрушению подшипников качения. Исключением служит только метод оценки технического состояния по общему уровню вибрации путём измерения виброскорости и виброускорения.

Авторами работы [5] показана сложность выявления конкретных дефектов подшипников при анализе вибрационных характеристик. Также приводятся некоторые диагностические признаки и рекомендации по расшифровке спектров вибрации при появлении наиболее распространённых повреждений деталей подшипников.

В работе [6] показано, что увеличить глубину диагностирования дефекта можно анализируя одновременно виброускорение, виброскорость и виброперемещение, так как многие незначительные дефекты могут выявляться в спектре только одного из этих вибросигналов.

В работе [7] проведены исследования по определению технического состояния неразборных шариковых радиальных однорядных подшипников качения авиационных двигателей Д-30КУ/КП. При этом были выявлены наилучшие условия для вибрационной диаг-

ностики данных подшипников – частота вращения, время вращения перед проведением измерений вибрации, величины нагрузок, применяемый сорт смазочного материала. В результате проведённых исследований показано, что уровень вибрации подшипников качения изменяется случайным образом, следовательно, диагностировать повреждения деталей подшипника можно только с применением вероятностного подхода. Помимо этого показано, что точность распознавания дефектов существенно зависит от условий проведения анализа изменения вибрационных характеристик. Для получения достоверной информации о механизме изменения технического состояния подшипников с появлением повреждений необходимо проведение дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

В работе [8] приводится методика прогнозирования развития дефекта по спектрам сигналов вибрации, основанная на моделировании процесса изнашивания рабочих поверхностей деталей подшипника полиномиальными уравнениями. Решение данных уравнений проводится в вероятностном аспекте, но для определения параметров данной модели нужно иметь базу данных по механизму появления и развития каждых дефектов подшипника. Это обстоятельство не позволяет широко применять данную методику прогнозирования появления повреждений подшипника.

В работе [9] представлены результаты экспериментального исследования вибросигналов от локальных повреждений роликового подшипника (лыска по всей длине ролика, короткая лыска на части длины ролика, риска по всей длине и короткая риска на части длины ролика, укол на ролике, три укола на ролике с выпучиванием материла в комбинации с одним уколом). Для записи и обработки сигналов вибрации использовался программный комплекс VibroNET R2.1. Показано, что с помощью современных программ записи и обработки вибросигналов можно выявить даже самые незначительные повреждения деталей подшипников, однако данное оборудование очень чувствительно к воздействиям со стороны, что может существенно затруднить процесс диагностирования дефектов.

Необходимо отметить, что во всех проанализированных источниках подшипники качения контролируются либо вне изделия, либо при частичной сборке опорного узла двигателя. Обобщая результаты проведенных исследований можно заключить, что данная работа в настоящее время является актуальной и представляет большой практический интерес. В данной работе показано влияние повреждений рабочих поверхностей подшипников качения в составе изделия на изменение его виброхарактеристик при использовании смазочных материалов с малой вязкостью, что дополняет и уточняет знания в области вибродиагностики изменения технического состояния подшипников качения.

3 Экспериментальная установка и методы обработки и анализа параметров вибрации

Испытания подшипников на износ проводились на универсальной стендовой машине трения [1], позволяющей проводить исследования работоспособности различных узлов трения в маловязких смазочных средах. На данной машине были подвергнуты испытаниям 12 шарикоподшипников 8А207Ю7 с массивным бронзовым освинцованным сепаратором и для сравнения один подшипник 8А207Ю13 с фторопластовым сепаратором. При испытаниях подшипников в качестве циркуляционной смазки была использована вода. Периодически через 3-5 минут в процессе испытаний осуществлялся контроль следующих параметров: температуры, давления, частоты вращения и виброперегрузок.

В данной работе анализируется уровень вибрации корпуса машины в осевом и радиальном направлениях вблизи места установки испытуемого подшипника. Для оценки появления вероятных дефектов вращающихся элементов конструкции подшипников качения в качестве одиночного параметра вибрации был взят амплитудный спектр. С целью расширения диапазона анализа вибрационного сигнала с 10 до 20 кГц был применен метод трансформации частот за счёт изменения скорости воспроизведения в 2-8 раз.

Отклонения параметров технического со-

стояния подшипников при испытаниях на стендовой установке вызывает увеличение уровня колебательной энергии, что вносит дополнительные трудности при выявлении дефектов подшипника качения. Для выявления источников повышенной виброактивности применялся способ сопоставления частот дискретных составляющих спектра вибрации, полученных по результатам измерения виброхарактеристик, с расчетными (предполагаемыми) частотами возбуждения.

4 Исходные данные и расчёт предполагаемых источников вибрации

Исходными данными для расчёта предполагаемых источников вибраций (гармоник) подшипников 8А207Ю7 и 8А207Ю13 являются: число тел качения $z_W = 9$; диаметр тел качения $d_W = 11{,}113$ мм; диаметр окружности, проходящей по центру тел качения $D_m = 53{,}5$ мм; угол контакта $\beta = 12°$.

Основные частоты возбуждения колебаний при работе подшипников рассчитывались в зависимости от частоты вращения ротора n_P по следующим формулам:

– частота вращения сепаратора:

$$n_C = n_P\left(1 - d_W \cos\beta / D_m\right)/2; \qquad (1)$$

– частота вращения тел качения:

$$n_W = n_P D_m\left(1 - \left(d_W \cos\beta / D_m\right)^2\right)/4; \qquad (2)$$

– частота мелькания тел качения по наружному кольцу:

$$n_H = z_W n_P\left(1 - d_W \cos\beta / D_m\right)/2; \qquad (3)$$

– частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу:

$$n_B = z_W n_P\left(1 + d_W \cos\beta / D_m\right)/2. \qquad (4)$$

Дефекты сепаратора вызывают модуляционные колебания в окрестности гармоник частоты мелькания по наружному кольцу, которые рассчитываются по формуле:

$$n_{\partial C} = k n_H \pm n n_C, \qquad (5)$$

где k, n – целые числа. Дефекты внутреннего кольца возбуждают частоты взаимодействия с наружным кольцом, которые рассчитываются по формуле:

$$n_{\partial B} = k n_H \pm n n_B. \qquad (6)$$

Из-за одновременного взаимодействия нескольких дефектов возможна многократная модуляция сигналов разных частот:

$$n_K = k n_B \pm n\left(s n_H \pm m n_B\right), \qquad (7)$$

где s, m – целые числа. Исходные значения частот вращения ротора, радиальных, осевых нагрузок и времени испытания для испытуемых подшипников приведены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

Номер подшипника	Частота вращения ротора, об/мин	Радиальная нагрузка, Н	Осевая нагрузка, Н	Время испытания, мин
1	20000	1500	1700	150
2		6400	7300	13,5
3		3000	3400	38
4				44
5		5000	5600	26
6				51
7				46
8				11
9				21
10				37
11				120
12	25000			20
13	15000			23

Основной сложностью анализа спектров вибраций, полученных при испытании подшипников в процессе развития дефектов, является «размыв» составляющих спектра и гармоник, характеризующих дефекты. Поэтому практически составляющие спектра можно идентифицировать в пределах 0,3–10 гармоник, а для улучшения идентификации по более высоким гармоникам можно использовать приём, заключающийся в корректировке гармоник не по частоте вращения, а по одной из расчётных гармоник. К ярко выраженным спектральным составляющим, несущим информацию о дефектах подшипников и имеющих место в полученных спектрах вибраций были отнесены следующие:

– гармоника Z=5,4, характеризующая дефект внутренней обоймы подшипника. Высокая интенсивность её была зарегистрирована в подшипниках № 2 и 5 (K_g=20,8);

– гармоника Z=1, интенсивность вибраций по которой характеризует разбалансси-

ровку подшипника за счёт увеличения радиального зазора. Высокая интенсивность была зарегистрирована в подшипниках № 2 (K_g=8), № 5 (K_g=14,2), № 12 (K_g=10,1);

– гармоники Z=0,3; 0,6; 1,2, интенсивность вибраций по которым может характеризовать наличие дефекта в сепараторе подшипника. Высокий уровень вибрации по всем 3-м гармоникам был зарегистрирован в подшипнике № 2;

– гармоника Z=3,6, интенсивность которой характеризует наличие дефекта на наружной обойме в подшипниках № 12 (K_g=3,7), № 3 (K_g=4,3);

– гармоники Z=18; 36, которые не позволяют разделить дефект наружного и внутреннего кольца в подшипниках № 2 (K_g=19,4-16,4), № 9 (K_g=12,1-9), № 3 (K_g=17,8-6,9).

5 Анализ дефектов деталей подшипников после испытаний

Для установления взаимосвязи вибрационных характеристик с характером повреждений деталей подшипников был выполнен анализ состояния деталей подшипников после испытаний, по результатам которого подшипники были разделены на 3 группы по степени развития дефектов.

К 1-й группе можно отнести подшипники № 11 и 8 с отсутствием видимых дефектов на беговых дорожках и телах качения, но с незначительными следами износа.

Ко 2-й группе – подшипники № 1, 4, 6, 9, 7 с отсутствием выкрашивания, но с наличием износа рабочих поверхностей колец и тел качения, а также боковых стенок гнезд сепараторов.

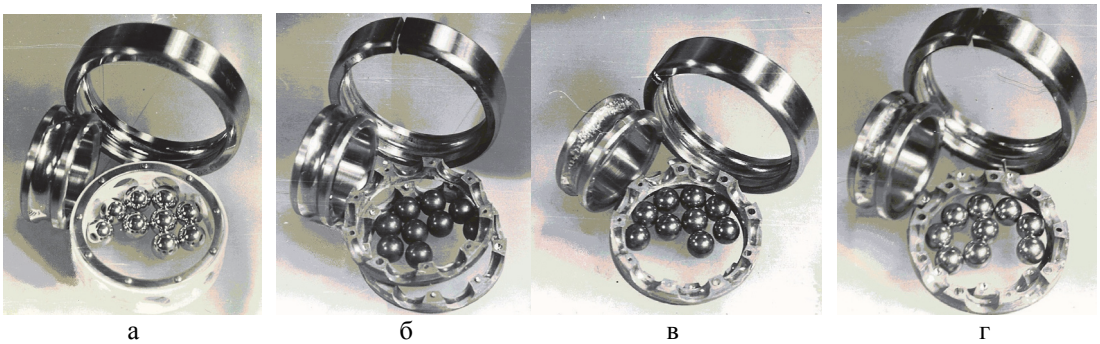
К 3-й группе – подшипники № 10, 13, 2, 3, 12, 5 с наличием различной степени выкрашиваний, коррозионно-механическим изнашиванием тел качения и износом боковых стенок гнезд сепараторов.

Характерными представителями указанных групп являются подшипники № 11, 1, 13 и 2, показанные на рисунке 1. Данные представители имеют следующее состояние рабочих поверхностей:

–подшипник № 11 (рисунок 1,а) не имеет на беговых дорожках и телах качения видимых дефектов, однако на обоих кольцах просматриваются следы качения с некоторым потемнением этой части поверхности;

– подшипник № 1 (рисунок 1,б) также не имеет видимых повреждений рабочих поверхностей, однако тела качения и дорожки имеют коричневый оттенок, свидетельствующий о коррозионно-механическом изнашивании, в гнёздах сепаратора просматриваются следы износа в виде пояска;

– подшипники № 13 и 2 (рисунок 1,в-г) имеют на беговых дорожках колец выкрашивание, при этом на наружных кольцах оно незначительное, тела качения и следы прокатки на беговых дорожках имеют цвет от тёмно-коричневого до соломенного, что также указывает на наличие коррозионно-механического изнашивания поверхностей трения.



а б в г

Рисунок 1. Внешний вид подшипников после испытаний: а № 11; б № 1; в № 13; г № 2

6 Анализ изменения спектров вибраций с появлением повреждений подшипников

В подшипниках 1-й группы интенсивности составляющих спектров принимали значения $K_g \le 2$. Можно заключить, что незначительные повреждения деталей подшипни-

ков не оказывают существенного влияния на изменение динамических характеристик машины. Вибродиагностическим признаком дефектов 2-й группы является более высокий уровень составляющих спектров и наличие периодичности составляющих, кратной частоте вращения ротора. Дефекты, характерные для этой группы подшипников, являются первым признаком изменения состояния рабочих поверхностей деталей подшипников. Интенсивности составляющих спектров принимали значения $K_g = 1...13$, при этом среднее значение интенсивности составляет $K_g \approx 3...4$. Такой существенный разброс интенсивностей можно объяснить неравномерным износом поверхностей деталей подшипника. Вибродиагностическим признаком дефектов 3-й группы является высокая интенсивность составляющих спектров вибраций с гармониками Z=1; 3,6; 5,4; 18. Для данной группы виброперегрузка, как правило, принимала значения $K_g > 10$.

Спектры вибраций подшипников 3-й группы № 3 и 5 по радиальному датчику представлены на рисунке 2, по которым наглядно можно проследить влияние изнашивания рабочих поверхностей деталей подшипников на изменение их виброхарактеристик.

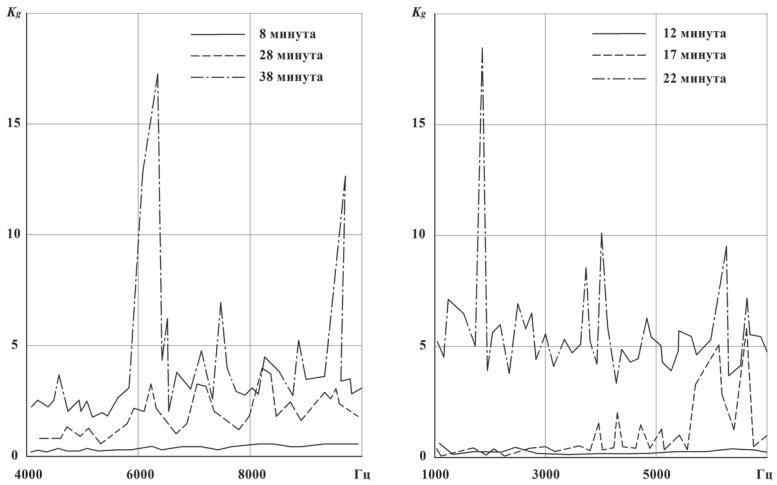


Рисунок 2. Спектр вибраций подшипников по радиальному датчику: а № 3; б № 5

Наиболее характерно это проявилось для подшипника № 5 в диапазоне частот 1000-7000 Гц спектра вибраций (рисунок 2,б). На 17 минуте появились составляющие Z=18,1 (K_g=5) и Z=19,5 (K_g=6), а также составляющие более низкого уровня с периодичностью, кратной частоте вращения ротора (K_g<5). Указанный момент, предположительно, можно отнести к моменту появления выкрашивания на внутренней обойме подшипника. На 22 минуте появилась составляющая Z=5,4 с уровнем K_g=18,2, в спектре также находят место составляющие с периодичностью, кратной частоте вращения ротора, но более высокого уровня, чем на 17 минуте (K_g=10).

7 Заключение

Таким образом, можно проследить взаимосвязь интенсивности вибраций и состояния рабочих поверхностей деталей подшипников качения. Следует отметить, что подшипники 1-й и 2-й групп при появлении износа рабочих поверхностей до определённого уровня остаются работоспособными, т.к. основные их параметры соответствуют техническим требованиям. Учитывая незначительную интенсивность вибрации подшипников данных групп, обнаружить появление повреждений по изменению вибрационных характеристик машины является весьма затруднительным. А в случае реальных двигателей летательных аппаратов, вероятно, невозможно, поскольку будет происходить на-

ложение спектров от других источников вибрации – лопаток, зубчатых колёс, насосов и т.д. Но такие повреждения деталей подшипников, как выкрашивание дорожек качения и тел качения, что характерно для работы в средах с маловязкой смазывающей жидкостью, приводят к существенному изменению виброхарактеристик изделия и могут явиться причиной невыполнения им заданных функций. Результаты данной работы могут быть полезными для разработки методики оценки технического состояния подшипников качения на стадии доводочных испытаний двигателей.

Список использованных источников

[1] Силаев, Б.М. (2008) Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 264 с.

[2] Биргер, И.А. (1978) Техническая диагностика. М.: Машиностроение. – 239 с.

[3] Явленский, К.Н., Явленский, А.К. (1983) Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – 239 с.

[4] Чечуевский, В.П., Скворцов Д.Ф. (2011) Современные подходы к оценке технического состояния неразборных подшипников качения при ремонте изделий авиационной техники. *Научный вестник ГосНИИ ГА*. 1, с. 89-93.

[5] Воронкин В.А., Павлов К.А. (2010) Дефекты опор качения судовых электромашин в спектрах вибросигналов. *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*. 15, с. 3-8.

[6] Тэттер В.Ю., Фёдоров И.В., Шахов В.Г. (2009) Методы обработки сигналов вибрации для повышения достоверности и глубины диагностирования подшипников. *Омский научный вестник*. 3, с. 76-78.

[7] Чечуевский, В.П., Шкаликов Э.А. (2011) Экспериментальные исследования оценки технического состояния неразборных подшипников качения авиационных двигателей по уровню их вибрации. *Научный вестник ГосНИИ ГА*. 1, с. 76-82.

[8] Чернов В.П. (2006) Методика прогнозирования развития дефектов подшипниковых узлов по спектрам сигналов вибраций. *Вестник Самарского государственного технического университета*. 40, с. 111-115.

[9] Шабаев В.М., Казанцев А.С., Леонтьев М.К., Гаранин И.В., Карасев В.А. (2007) Вибродиагностика повреждений подшипников качения при монтаже и сборке тяжелых роторных узлов. *Контроль. Диагностика*. 11, с. 18-24.

Boris M. Silaev,
Il'dar S. Barmanov,
Pavel A. Danilenko

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
okm@ssau.ru,
isbarmanov@mail.ru

RESEARCH OF POSSIBILITY OF AN ASSESSMENT OF THE TECHNICAL CONDITIONS OF ROLLING BEARINGS OF AIRCRAFT ENGINES THROUGH VIBRODIAGNOSTIC CRITERIA

This work presents the results of wear tests of rolling bearings. During the researches, measurements of vibration overloads were made which were subsequently analyzed depending on emergence of damages on parts of the bearings. An interrelation was established between the intensity of vibrations and the state of working surfaces of parts of rolling bearings. The spalling of bearing raceways and rolling bodies lead to significant changes in the vibrational characteristics of the machine.

Key words: *bearing, deformation, load, vibration, wear, damage*

References

[1] Silaev, B.M. (2008) Tribology of details of machins in low-viscous lubricant environments. Samara State Aerospace Univercity. – 264 p. (in Russian).

[2] Birger, I.A. (1978) Technical diagnostics. Moscow: Mechanical engineering. – 239 p. (in Russian).

[3] Jawlensky, K.N., Jawlensky, A.K. (1983) Vibration diagnostics and forecasting of quality of mechanical systems – 239 p. (in Russian).

[4] Chechuevskiy V.P., Skvorzov D.F. (2011) Modern approaches to an estimation of a technical condition of not folding bearing at repair of products of aviation technics. *Scientific messenger GosNII GA*. 1, pp. 89-93 (in Russian).

[5] Voronkin V.A., Pavlov K.A. (2010) Defects of rolling contact bearings of shipboard electric machines in vibration signal spectra. *Electromecanics questions. Works VNIIEM*. 15, pp. 3-8 (in Russian).

[6] Tetter V.Yu., Fedorov I.V., Shahov V.G. (2009) Techniques of vibration signal processing for enhancement of depth and reliability of bearings diagnostics. *Omsk scientific messenger*. 3, pp. 76-78 (in Russian).

[7] Chechuevskiy V.P., Shkalikov E.A. (2011) Experimental analysis of estimation of aviation engines untake apart bearings technical state according to their vibration level. *Scientific messenger GosNII GA*. 1, pp. 76-82 (in Russian).

[8] Chernov V.P. (2006) Technique of forecasting of development of defects of bearing knots on ranges of signals of vibrations. *Messenger Samara state technical university*. 40, pp. 111-115 (in Russian).

[9] Shabaev V.M., Kazantsev A.S., Leontiev M.K., Garanin I.V., Karasev V.A. (2007) Vibrodiagnostics of Frictionless Bearing Distortions Under Mounting and Heavy Rotary Units Assembling. *Control. Diagnostics*. 11, pp. 18-24 (in Russian).

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ВЕКТОРНЫХ МОДЕЛЕЙ

Б.Б. Косенок
В. Б. Балякин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
borkos@yandex.ru
029-029@mail.ru

Проведено исследование динамики двухцилиндрового двигателя внутреннего сгорания с целью оптимизации динамических характеристик. Приведены необходимые требования к оптимальной геометрии кривошипно-ползунных механизмов двухцилиндрового ДВС. Теоретически обосновывается необходимость исследования существующих механизмов на предмет оптимизации динамических параметров, и требование динамического синтеза при создании новых типов механизмов.

***Ключевые слова**: вектор; контур; модель; модули; кривошипно-ползунный механизм; двигатель внутреннего сгорания; индикаторная диаграмма*

1 Введение

В настоящее время широкое применение в мире получили беспилотные самолёты и вертолёты. В качестве энергетических установок таких летающих объектов, как правило, применяют двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые должны обладать оптимальными динамическими характеристиками при минимальном весе. Наибольшее распространение получили V- образные и оппозитные двухцилиндровые ДВС.

Существующие методики расчёта уравновешивания ДВС[1,2], которые основаны на принципе зеркальности размещения кривошипов, что позволяет уравновесить силы инерции первого порядка, в тоже время не дают ответ, будет ли данное расположение оптимальным с точки зрения получения оптимальных динамических и прочностных характеристик.

Целью данного исследования является анализ динамики существующих схем двигателей и нахождение начальных положений звеньев основного механизма ДВС для получения оптимальных динамических и прочностных характеристик.

2 Постановка задачи и принятые допущения

В качестве исследуемой модели была выбрана двухцилиндровая схема ДВС при двухтактном рабочем цикле. Оценивается влияние изменения угла между осями цилиндров двигателя ($\alpha_{цил}$) и угла между кривошипами цилиндров ($\alpha_{кр}$) на значения моментов уравновешивающего и полезного сопротивления, полученных в ходе математического моделирования. Для предварительной оценки характеристик ДВС приняты следующие допущения: механизм состоит из идеальных звеньев с идеальными связями, трение не учитывается, индикаторная диаграмма не зависит от оборотов выходного вала, момент инерции кривошипов равен нулю (установлен противовес), все характеристики рассматриваются для одного и того же числа оборотов коленчатого вала двигателя.

3 Метод решения и обсуждение результатов

Исследование динамики кривошипно-ползунного механизма классического ДВС проводилось с использованием векторного моделирования [3] в программе «Кинематический и динамический анализ механизмов» (КДАМ) [4].

На рисунке 1 приведена схема кривошипно-ползунного механизма, а на рисунке 2 его векторная модель, построенная в программе КДАМ. Такая модель описывает кинематические параметры выбранной схемы механизма и позволяет получить решение задачи о положениях, скоростях и ускорениях кинематических звеньев. Дополнив данную векторную модель массой и моментом инерции каждого звена, координатами центров

масс, а также значениями и координатами приложения активных нагрузок, получим обобщенную динамическую модель. Результаты исследований кинематики и динамики различных механизмов с использованием данной программы сравнивались с результатами, полученными с помощью программы «ADAMS», полученные расхождения не превышали 3% [5].

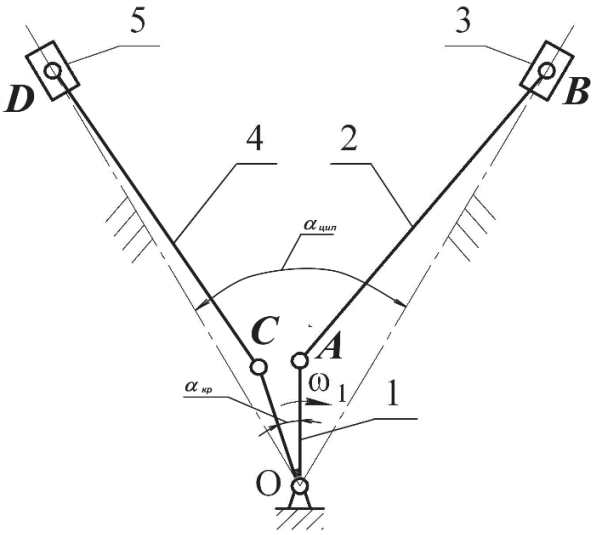


Рисунок 1. Кинематическая схема V- образного ДВС: 1- коленчатый вал, 2 и 4- шатуны, 3 и 5 - поршни

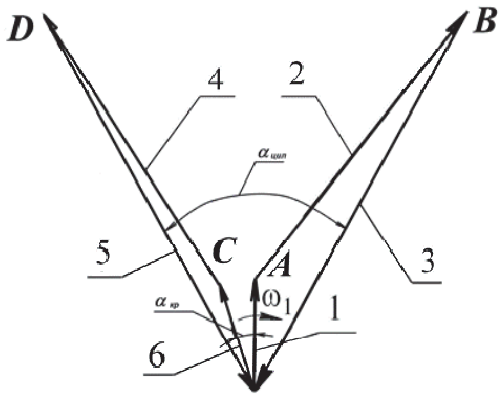


Рисунок 2. Векторная модель V- образного ДВС: 1,2,3,4,5,6 –вектора, моделирующие движение звеньев

Программа КДАМ имеет многооконный режим работы, который позволяет изменять любой параметр и сразу оценивать влияние его на интересующую динамическую характеристику.

К достоинствам метода можно отнести достаточную простоту и универсальность потому, что любую кинематическую схему рядного, V-образного или оппозитного двигателя можно отобразить модульной векторной моделью.

С использованием программного комплекса КДАМ были рассчитаны индикаторные диаграммы и преобразованы в нагрузки, действующие на поршни обоих цилиндров.

Было проведено исследование работы основного механизма ДВС для 36 различных положений угла между осями цилиндров от 0 до 360 градусов, и при этом для каждого угла, был проведён расчёт с изменённым углом между кривошипами левого и правого цилиндров от 0 и до 360 градусов.

В качестве анализируемых характеристик были выбраны приведенные нагрузки и инерционные характеристики звена приведения, в качестве которого было выбрано звено 1(коленчатый вал) (рисунок 1).

На рисунке 3 приведены графики зависимости приведенных, уравновешивающих моментов и моментов инерции для V-образного ДВС от угла поворота коленчатого вала от 0° до 360° (за рабочий цикл).

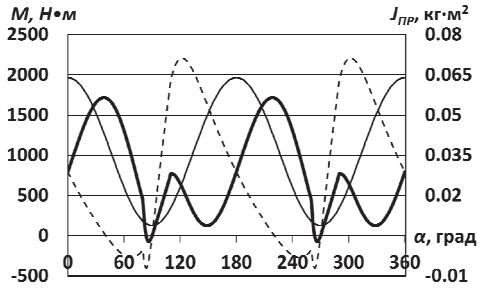


Рисунок 3. Зависимости приведенных $M_П$ и уравновешивающих *Мур* моментов, приведённого момента инерции $J_{ПР}$ от угла поворота коленчатого вала *α:*

– – – -$M_П$; ——— - *Мур*; ——— - $J_{ПР}$

На основе подобных зависимостей был проведён поиск значений углов $\alpha_{цил}$ и $\alpha_{кр}$, соответствующих минимальным значениям максимального уравновешивающего момента $M_{УР}$ (приведённые нагрузки от активных сил плюс нагрузки от сил инерции и тяжести), амплитуды приведённого момента инерции $\Delta J_{ПР}$ и коэффициента механических потерь (равному отношению отрицательной работы к положительной работе) $K_{МП}$ = =[A(-)/A(+)] 100%.

Полученные результаты были сведены в общие таблицы и на их основе были построены графики (рисунки 4 – 6).

На рисунке 4 приведён график для полученных максимальных уравновешивающих моментов, по оси X угол между осями цилиндров $\alpha_{цил}$ от 0° до 360 °, по оси Y – максимальный уравновешивающий момент, каждая кривая показывает зависимость от угла между кривошипами $\alpha_{кр}$ от 0° до 180°. От 180° и до 360° получаемые значения находятся в аналогичной зависимости и поэтому на графике не отображены.

Видно, что минимальное значение максимального уравновешивающего момента получается при геометрическом соотношении звеньев механизма, когда угол между кривошипами равен углу между осями цилиндров минус 180°, то есть оптимальным с точки зрения получения минимальной амплитуды, будут значения углов, полученных по зависимости: $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 180°$.

То есть, для рядного ДВС наиболее оптимальным будет угол между кривошипами плюс или минус 180°, для V- образного ДВС угол между кривошипами должен быть равен углу между осями цилиндров плюс или минус 180°, а для оппозитного расположения угол между кривошипами должен быть равным 0°.

Аналогично были проанализированы и моменты полезного сопротивления. Полученные данные свидетельствуют, что значения момента полезного сопротивления для разных положений углов между кривошипами и осями цилиндров варьируются в пределах 1…3% и значительной выгоды не дают.

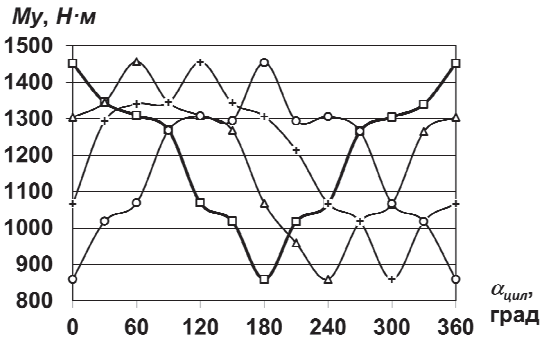


Рисунок 4. График максимальных уравновешивающих моментов от угла $\alpha_{цил}$ для различных $\alpha_{кр}$:
- $\alpha_{кр}$ =0°, - $\alpha_{кр}$ =60°, - $\alpha_{кр}$ =120°, - $\alpha_{кр}$ =180°

На рисунке 5 приведён график амплитуд моментов инерции $\Delta J_{ПР}$ для каждого значения углов $\alpha_{цил}$ и $\alpha_{кр}$, по оси X отложен угол между осями цилиндров $\alpha_{цил}$ от 0° до 360°, по оси Y – максимальный уравновешивающий момент, каждая кривая показывает зависимость от угла между кривошипами $\alpha_{кр}$ от 0° до 180°. От 180° и до 360° получаемые значения находятся в аналогичной зависимости и поэтому на графике не отображены.

Из графиков видно, что различные положения кривошипов, позволяют получить значения амплитуд приведённого момента инерции, отличающиеся до 200%, что требует демпфирующих или балансировочных механизмов, а это приводит к усложнению конструкции. Оптимальными с точки зрения получения минимальной амплитуды приведённого момента инерции, а, следовательно, и вибрации, будут значения углов, полученных по зависимости $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 90°$.

На значения $\alpha_{кр}= \alpha_{цил}$ +0° или $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 180°$ градусов приходятся максимальные значения амплитуды момента инерции.

На рис. 5 приведён график коэффициента механических потерь $K_{МП}$ для каждого значения углов $\alpha_{цил}$ и $\alpha_{кр}$, по оси X отложен угол между осями цилиндров $\alpha_{цил}$ от 0° до 360°, по оси Y – максимальный уравновешивающий момент, каждая кривая показывает зависимость от угла между кривошипами $\alpha_{кр}$ от 0° до 180°. От 180° и до 360° получаемые значения находятся в аналогичной зависимости и поэтому на графике не отображены.

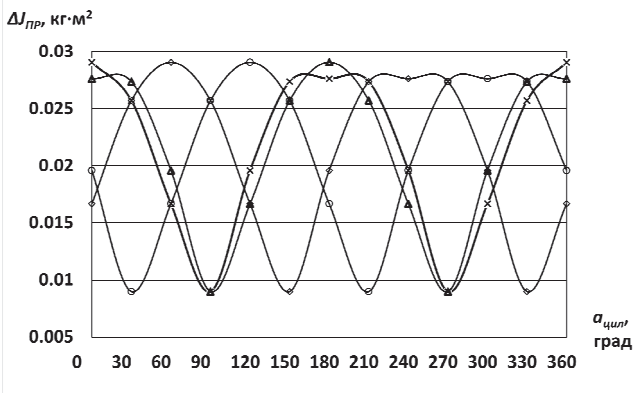


Рисунок 5. График амплитуд моментов инерции $\Delta J_{ПР}$ от угла $\alpha_{цил}$ для $\alpha_{кр}$ равных: -0°, -60°, -120°, -180°

Для коэффициента механических потерь, оптимальными будут значения углов, полученных по зависимости $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 180°$.

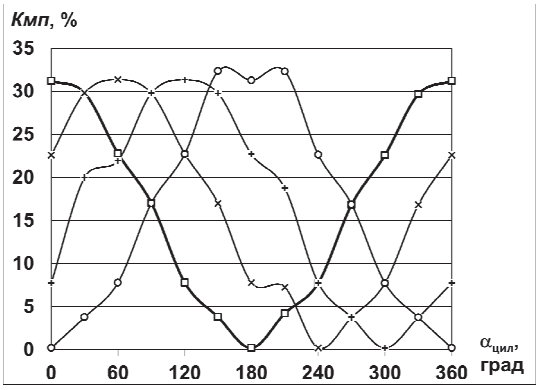
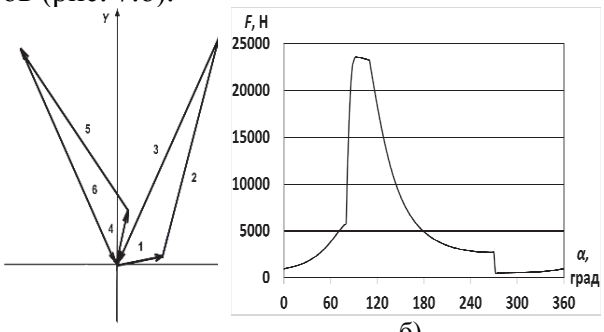


Рисунок 6. График коэффициента механических потерь $K_{МП}$ от угла $\alpha_{цил}$ для $\alpha_{кр}$ равных:
- 0°, - 60°, - 120°, - 180°

Векторная модель с $\alpha_{кр}$= $\alpha_{цил}$+0° и соответствующие ей индикаторные диаграммы приведены на рис. 7.а.

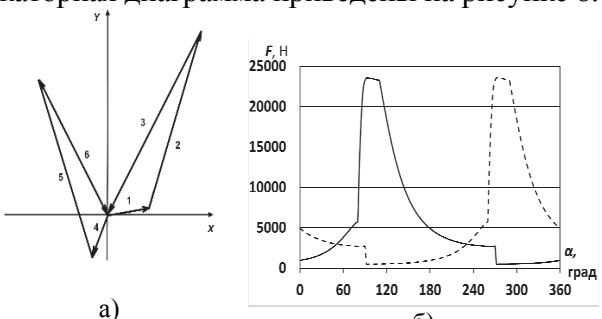
Индикаторные диаграммы с помощью программы КДАМ преобразованы в нагрузки, действующие на поршни обоих цилиндров (рис. 7.б).



а) б)

Рисунок 7. Векторная модель (а) и соответствующие ей индикаторные диаграммы(б) для правого и левого поршня (идентичны) от α– угла поворота коленчатого вала за рабочий цикл.

Векторная модель с $\alpha_{кр}$= $\alpha_{цил}$ ±180° (оптимальный режим) и соответствующая ей индикаторная диаграмма приведены на рисунке 8.



а) б)

Рисунок 8. Векторная модель с $M_{УР}(min)$ и соответствующая ей индикаторная диаграмма, где α– угол поворота коленвала за рабочий цикл,
- F_1 усилие для правого поршня,
- F_2 усилие для левого поршня

Для данных моделей, а также для модели с минимальной амплитудой $J_{ПР}$ (min $\Delta J_{ПР}$) (и $\alpha_{кр}$= $\alpha_{цил.}$ ±90°) построим совмещённые графики приведённого и уравновешивающего моментов, а также график момента инерции. Полученные совмещённые графики для приведённых моментов показаны на рисунке 9, для уравновешивающих рисунке 10.

Совмещённые графики моментов инерции для трёх моделей приведены на рисунке 11.

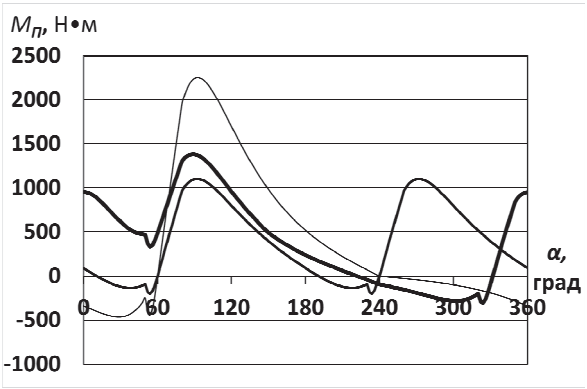


Рисунок 9. Зависимости приведённых моментов $M_П$ от угла α: -$M_П$(max), - $M_П$(min), - $M_П$(min $J_{ПР}$)

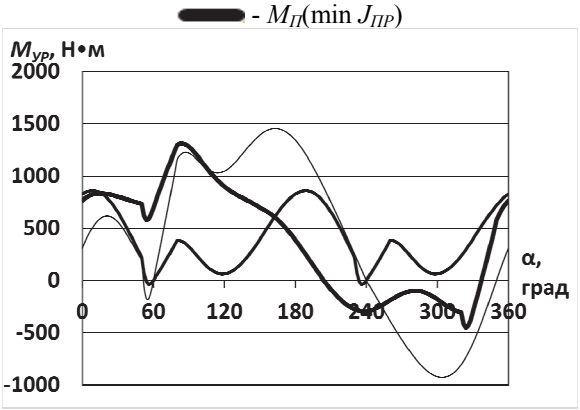


Рисунок 10. Зависимости уравновешивающих момента $M_{УР}$ от угла α: - $M_{УР}$ (max), - $M_{УР}$ (min), - $M_{УР}$ (min $\Delta J_{ПР}$)

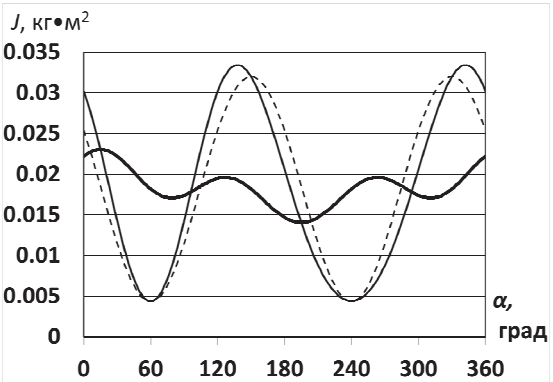


Рисунок 11. Графики момента инерции:
- $J_{ПР}$($M_{УР}$ max), - $J_{ПР}$($M_{УР}$ min), - $J_{ПР}$(min $\Delta J_{ПР}$)

4 Заключение

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что для различных типов ДВС, могут быть получены менее нагруженные конструкции, сконструированных на принципах динамической оптимизации геометрических параметров.

Оптимальный двухцилиндровый ДВС с точки зрения минимальных механических потерь и напряжений в опасных сечениях коленчатого вала, может быть спроектирован при выполнении соотношения $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 180°$. В случае высокооборотных двигателей необходимо реализовать соотношение углов $\alpha_{кр}= \alpha_{цил} \pm 90°$, с целью снижения динамических нагрузок, несмотря на некоторое увеличение механических потерь.

Также можно сделать вывод, что у оппозитного ДВС авиационного применения для уменьшения горизонтальных колебаний выгоднее размещать цилиндры в вертикальной плоскости, нежели, чем в горизонтальной. В случае, возникновения проблем с компоновкой ДВС в летательном аппарате необходимо использовать четыре цилиндра для компенсации увеличившихся в таком механизме инерционных колебаний.

В общем случае, при проектировании многоцилиндровых ДВС на предварительной стадии разработки необходимо проводить подобный динамический анализ кинематической схемы основного механизма с целью выбора оптимальных геометрических параметров для уменьшения динамических нагрузок на элементы конструкции и повышения прочностных и ресурсных характеристик.

5 Благодарности

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Список использованных источников

[1] Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. - 2-е изд., перераб и доп. - М.: Высшая шк., 2005 – 400 с.

[2] Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - 4-е изд., - М.: Высшая шк., 2008 – 496 с.

[3] Семёнов Б.П., Косенок Б.Б. Методы и средства динамического анализа механизмов авиационных энергоустановок. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. - 281 с.

[4] Косенок Б.Б. Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов) / Б.Б. Косенок, В.П. Тукмаков // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010616342 по заявке № 2010614593 от 29 июля 2010 г. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 24 сентября 2010 г.

[5] Тукмаков В.П. Учет активных сил при динамическом исследовании двигателей внутреннего сгорания в среде MSC.ADAMS / В.П. Тукмаков, А.В. Тукмаков, Б.Б. Косенок // Вестник СГАУ. - Самара, 2009, №3(19) ч.2. - С.204-206.

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF DYNAMICALLY OPTIMUM OPERATING MODE OF THE BASIC MECHANISM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Boris B. Kosenok
Valery B. Balykin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
029-029@mail.ru
borkos@yandex.ru

An investigation of the dynamics of a two-cylinder internal combustion engine (ICE) was carried out with the aim of optimizing its dynamic characteristics. Outlined are the main requirements for an optimal geometry of slider-crank mechanisms of the two-cylinder ICE. This work theoretically proves the necessity of carrying out research on existing mechanisms to optimize their dynamic characteristics, and the need for dynamic analysis in the development of new types of mechanisms.

Keywords*: vector; contour; model; modules; slider-crank mechanism; an internal combustion engine; indicator positioning diagram.*

References

[1] Lukanin V.N. Engines of internal combustion. In 3 books. Book. 2. Dynamics and design: Textbook for Universities [Text] / V.N. Lukanin, I.V. Alekseev, M.G. Tents, etc.; Ed. V.N. Lukanina and M.G. Shatrova. - 2nd ed., Revised and supplemented. - M.: Higher sch., 2005 - 400 p.

[2] Kolchin A.I., Calculation of automobile and tractor engines: Proc. manual for schools [Text] / AI Kolchin, VP Demidov. - 4th ed., - M.: Higher sch, 2008 – 496 p.

[3] Semenov B.P. Methods and tools for dynamic analysis of mechanisms of aircraft power plants. [Text] / // B.P. Semenov, B.B. Kosenok - Samara: Samara Scientific Center of RAS, 2010. - 281 p.

[4] Kosenok, B.B. Program KDAM (kinematic and dynamic analysis of mechanisms) / B.B. Kosenok, V.P. Tukmakov // Certificate of official registration of computer programs under the application number 2010616342 2010614593 number on July 29, 2010 Registered in the Register of Computer Programs September 24, 2010.

[5] Tukmakov V.P. Account the active forces in the dynamic study of internal combustion engines in the medium MSC.ADAMS [Text] / V.P. Tukmakov, A.V. Tukmakov, B.B. Kosenok // Herald SSAU. - Samara, 2009, № 3 (19) Part 2. - P.204-206.

УДК 621.833.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АВИАЦИОННЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

А.В. Суслин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
okm@ssau.ru

Исследуется динамика авиационных зубчатых конических передач центрального привода газотурбинного двигателя. Рассмотрены конические передачи прямозубые и с круговой линией зуба с коэффициентами перекрытия меньше и больше двух. Конические передачи прямозубые с коэффициентом перекрытия меньше двух ($\varepsilon_\alpha<2$) и с круговой линией зуба изготовлены инструментом со стандартным исходным производящим контуром, а конические прямозубые передачи с $\varepsilon_\alpha>2$ изготовлены инструментом с нестандартным исходным производящим контуром. Это привело к тому, что высота зуба в такой передаче была увеличена на 40% по сравнению со стандартным зубом, что привело к снижению жесткости зуба и увеличению его податливости. Деформация зуба под нагрузкой стала больше погрешности по шагам и в контакте постоянно стали находиться две пары зубьев. Преимущество такого зацепления необходимо было проверить экспериментально. Для чего была создана установка для исследования динамики конических передач. Напряжения в основании зуба замерялись с помощью тензодатчиков, а также с опор зубчатой передачи снимались показания уровня вибрации и замерялся уровень шума.

Ключевые слова: *Коническая зубчатая передача; прочность; динамика; вибрация; долговечность*

STUDY OF THE DYNAMIC LOADS OF AVIATION BEVEL GEAR SYSTEMS

Aleksei V. Suslin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
okm@ssau.ru

This paper studies the dynamics of aviation bevel gears of the central drive system of gas-turbine engines. Bevel gears of straight and circular teeth with overlap ratios above 2 and less than 2 have been studied. Straight bevel gears with overlap ratio less than 2 (($\varepsilon_\alpha<2$) and circular teeth bevel gears are made with instrument having standardized cutting contour while straight bevel gears with $\varepsilon_\alpha>2$ are made using instruments with unstandardized cutting contour. This led to an increase of the height of teeth in this kind of gear by 40% as compared to gears with standard teeth which decrease the rigidity of the teeth thereby making them more flexible. More deformation of tooth under load leads to more pitch error and two pairs of teeth are constantly in contact. It was necessary to check the advantage of this kind of mesh for which an experimental apparatus was developed in order to study the dynamics of bevel gear systems. Stresses in the base of tooth were measured using strain sensors and vibrations at the support of the gear were also measured as well as the level of noise produced by the gear.

Key words: *Bevel gear, strength, dynamics, vibration, fatigue life*

УДК 621.833.2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГТД

А.И. Гулиенко,
Ю.М. Щуровский

НТЦ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И.Баранова»
Авиамоторная, 2,
г. Москва, Российская Федерация, 111116
gulienko-contrl@ciam.ru

Объектом исследований является система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим шестерёнными насосами. Проведен анализ особенностей рабочего процесса в агрегатах систем смазки и сделана оценка возможности применения гомогенной модели для описания течения двухфазной смеси типа «масляная пена». Изложен принцип построения математической модели систем смазки на базе динамических уравнений типовых процессов в узлах – течения двухфазной смеси, смешения потоков жидкости и воздуха, заполнения междузубовых впадин шестерённой пары в зоне всасывания насоса. Выполнена верификация разработанной математической модели путём сравнения расчётных и экспериментальных процессов.

Ключевые слова: *Система смазки; динамическая математическая модель; шестерённый насос; регулируемый электропривод; гомогенная двухфазная среда; заполнение с расширением; газотурбинный двигатель*

1 Введение

В цикле работ ЦИАМ по созданию «электрического» газотурбинного двигателя (ГТД) для «полностью электрического» самолёта разработана демонстрационная система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим насосами [1]. Проведенные испытания системы показали, что в обеспечении её эффективной работы имеется ряд проблем, требующих проведения детальных расчётов. Для их выполнения необходима разработка математической модели, которая учитывала бы ряд специфических явлений, возникающих при работе системы, таких как смешение жидкостных и газовых потоков, заполнение междузубовых впадин в зоне всасывания шестерённых насосов двухфазной средой и др. Принципы создания такой модели и её идентификация по данным экспериментов изложены ниже. Математическая модель позволяет рассчитывать на стационарных и переходных режимах работы давление, температуру и величину расхода рабочего тела в тракте прокачки, содержание в узлах системы воздуха, поступающего в масляные полости из газовоздушного тракта двигателя, с учётом теплофизических характеристик жидкости и газа в зависимости от давления, температуры и объёмного газосодержания.

2 Особенности рабочего процесса в агрегатах систем смазки ГТД

Система смазки ГТД должна обеспечить во всех условиях эксплуатации надежную подачу жидкого масла из маслобака в подшипниковые узлы опор роторов и к трущимся элементам в коробке приводов агрегатов, утилизацию в масло тепла от теплонапряжённых узлов двигателя, возврат обратно в бак подогретой масловоздушной смеси, а также утилизацию в атмосферу воздуха, наддувающего опоры роторов. Система содержит подсистемы нагнетания, откачки и суфлирования, которые представляет собой комплекс взаимосвязанных трубопроводами гидравлических и пневматических агрегатов.

В агрегатах системы (насосах, масляных полостях и др.) происходят процессы различной физической природы (гидравлические, тепловые и др.). При этом на их входе и выходе плотность рабочей среды может существенно отличаться из-за изменения содержания в масле воздуха или из-за неполного заполнения впадин шестерён в зоне всасывания.

Из маслобака чистое масло (без воздуха или с его минимальным количеством) поступает на вход нагнетающего насоса. Он обеспечивает подачу масла к форсункам подшипников опор роторов, расположенных в масляных полостях (МП). Для исключения возможности перетекания масла из этих полостей в газовоздушный тракт ГТД организуется поступление в МП воздуха из полостей ГТД по уплотнениям на роторе.

Проходя через подшипники МП жидкое масло дробится на мелкие капли, которые перемешиваясь с поступающим воздухом образуют двухфазную среду типа «масляная пена». Процесс перемешивания определяет, какая среда будет поступать далее в агрегаты за масляной полостью – гомогенная, эмульсионная и т.п. По высоте масляной полости наблюдается неравномерность по величине массового газосодержания – вверху оно выше. С выходов МП вспененная двухфазная среда с объёмным газосодержанием до 50 … 90% поступает на вход откачивающего насоса (насосов) и вход насоса системы суфлирования.

Наличие путевых потерь давления в трубопроводе подвода двухфазной смеси к насосу, местных потерь на входных кромках шестерён и на увеличения скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён, приводит к уменьшению давления на входе во междузубовые впадины шестерён и частичному их заполнению за время пребывания в зоне всасывания. Заполнению впадин препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении шестерён. Особенностью заполнения впадин двухфазной средой является то, что при неполном их заполнении газовая часть среды начинает расширяться до полного заполнения и плотность среды уменьшается. В результате заполнения с расширением газовой фазы массовая производительность насоса уменьшается из-за уменьшения плотности среды, поступающей на выход насоса.

На рисунке 1 приведена принципиальная схема демонстрационной системы смазки с электроприводными насосами (ДЭСС) и даны обозначения её параметров по тракту прокачки – давлений P, расходов G, частот вращения роторов n и частоты электросети f.

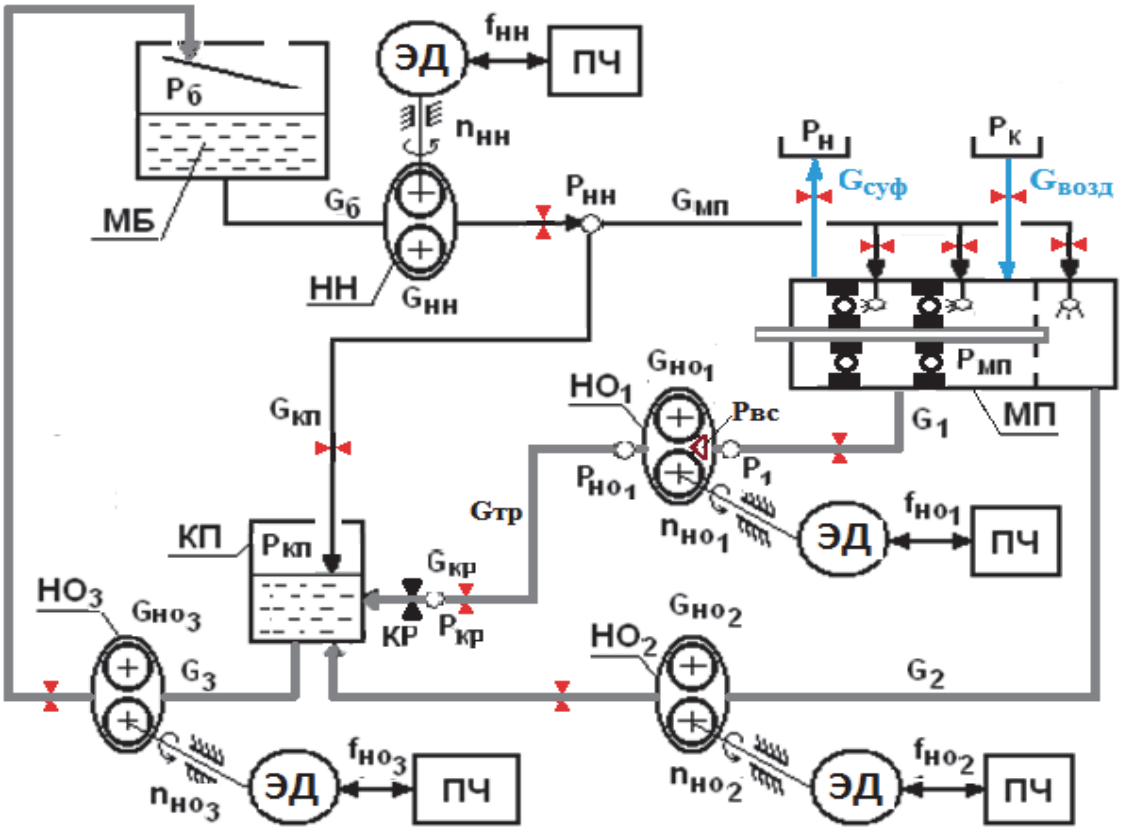


Рисунок 1. Принципиальная схема демонстрационной системы смазки:
МБ – маслобак, НН – нагнетающий насос, НО – откачивающие насосы, ЭД – электродвигатели, ПЧ – преобразователи частоты электросети, МП –масляная полость, КП –картер коробки приводов, КР - кран, имитирующий засорение фильтра на входе в маслобак

ДЭСС содержит четыре шестерённых насоса, каждый из которых приводится во вращение от асинхронного электродвигателя ЭД с управлением от преобразователей частоты питающей сети ПЧ, и цифровую систему управления. Нагнетающий насос НН подает масло в масляную полость МП с подшипниками, вращающихся стендовым электродвигателем. На выходе откачивающих насосов $НО_1$ и $НО_2$ масло объединяется в один поток и поступает в коробку приводов КП, из которой насос $НО_3$ подает масло в маслобак МБ. Масляная полость наддувается воздухом ($G_{возд}$) от компрессора с давлением Рк, а магистраль суфлирования ($G_{суф}$) соединена с атмосферой (давление Рн).

3 Идеализация течения рабочей среды в тракте её прокачки

Математическая модель системы смазки должна рассчитать на стационарных и переходных режимах работы подачу рабочей среды в виде двухфазной смеси, чистого масла или воздуха, а также величины массового и объёмного газосодержания, давления и температуру среды по тракту её прокачки. При этом необходимо учитывать зависимости теплофизических характеристик жидкости и газа (плотности, вязкости, удельной теплоёмкости и скорости воздуха) от давления, температуры и объёмного газосодержания.

Определение параметров двухфазных потоков (расходов, давлений, объёмного газосодержания и др.) актуально для многих систем, таких как паровые котлы, рефрижераторы, конденсаторы, экономайзеры, испарители, установки, используемые для транспортировки пароводяных и нефтегазовых смесей, перекачки суспензии и др. Им посвящены многочисленные работы, в

которых, рассмотрены различные модели течения двухфазных потоков, методы расчёта гидравлического сопротивления каналов и т.п. В этих работах показано, что при пуске установок обычно реализуются режимы течения двухфазной смеси типа пузырьковых и снарядных, которые могут переходить в эмульсионный режим течения, характерный тем, что газовая фаза распространена в потоке в виде небольших объёмов, между которыми находится слой жидкой фазы.

На стационарных режимах работы установок реализуется, как правило, кольцевое или дисперсное течение, у которого жидкая фаза распределена в газовой фазе в виде мелких капель. В кольцевой модели жидкость движется по стенке трубы в виде плёнки, а в центральной части трубы пар образует «ядро» потока как, например, в теплообменных аппаратах и парогенераторах. Имеющиеся экспериментальные данные по системам смазки ГТД показывают, что для них такой режим маловероятен, и при построении математической модели кольцевой режим не рассматривался.

Для описания течения дисперсных двухфазных потоков используются, в основном, две модели - гомогенная и гетерогенная. В модели гомогенного потока принимается, что жидкая и газовая фазы распределены равномерно, при этом скорости их движения и температуры одинаковы. Гетерогенная модель рассматривает двухфазный поток как систему, из двух фаз, разделённых межфазными границами, движущимися с разными скоростями.

Модель течения гомогенных двухфазных потоков без «проскальзывания» фаз получила название модель HEM (Homogeneous Model) [2 и др.]. Она широко используется для решения практических задач, например, в программном комплексе «Гидросистема» для расчёта потокораспределения при транспортировке нефтегазовых смесей [3] и др.

Для оценки возможности применения гомогенной модели течения двухфазной среды при описании процессов потокораспределения в тракте откачки демонстрационной электроприводной системы смазки (ДЭСС) проведен анализ экспериментальных данных по частоте колебаний (пульсаций) давлений в тракте от масляной полости подшипника до первого разрыва потока смеси. При этом подача масла проводилась на шарикоподшипники с вращением и шарики работали как миксер, перемешивая масло с воздухом.

Как известно, в тракте подачи жидкости (газа) минимальное значение частоты гармонических пульсаций давлений по тракту практически всегда соответствует собственной частоте колебаний трубопроводной системы, которая зависит от величины скорости звука в рабочей среде и длин трубопроводов. При испытаниях ДЭСС в тракте откачки «масляной пены» ниже масляной полости регулярно регистрировались колебания давления с разной частотой (рисунок 2). Частота колебаний давления за откачивающим насосом $P_{вых.н}$ равна ~5.5 Гц, а перед дроссельным краном $P_{кр}$ колебания носили полигармонический характер: имеются низкая частота 0.3…0.5Гц, повышенная частота 32Гц и частота ~5.5 Гц, равная частоте колебаний на выходе насоса.

Частоту 5.5 Гц можно считать собственной частотой трубопроводной системы от МП до КП, т.к. низкочастотные колебания 0.3…0.5 Гц обусловлены процессами заполнения междузубовых впадин шестерён в зоне всасывания откачивающего насоса, и связанного с этим изменения плотности.

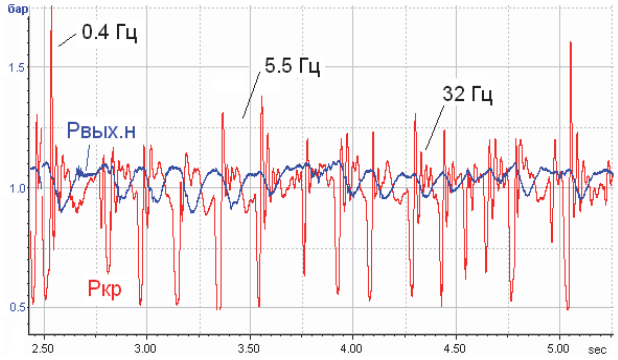


Рисунок 2 Колебания давлений в тракте откачки из МП «масляной пены»

Длина однониточного трубопровода от насоса $НО_1$ до картера коробки приводов составляет 2.4 м. Его можно рассматривать как «закрыто-закрытую» акустическую систему, для которой собственная частота колебаний в Гц равна скорости звука в смеси, разделённую на удвоенное значение длины трубопровода [4]. Тогда для частоты колебаний 5.5 Гц скорость звука в рабочей среде («масляной пене») должна быть равна 5.5*2*2.4 = 26.4 м/с.

Расчётные значения скорости звука в чистом масле и воздухе равны 1350 м/с и 330 м/с соответственно, т.е. они значительно больше рассчитанного значения 26.4 м/с. Такая низкая скорость звука может реализоваться в гомогенной модели течения смеси жидкости и газа [3 и др.]. На рисунке 3 приведены величины скорости звука для разных сред и нанесено расчетное значение скорости звука в ДЭСС, определенное на основе анализа пульсаций давления.

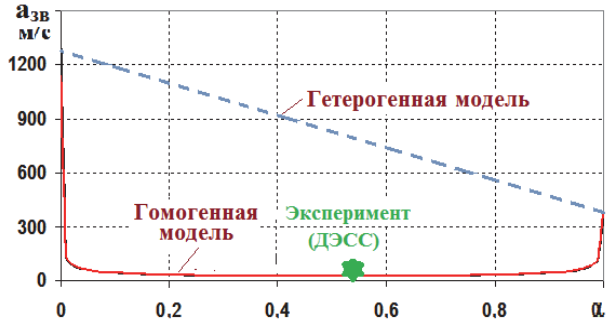


Рисунок 3. Зависимость скорости звука в двухфазной среде от объёмного газосодержания α

Таким образом, можно считать, что модель НЕМ является приемлемой для расчёта параметров двухфазной смеси типа «масляная пена» на режимах с вращением подшипников.

Особенностью модели НЕМ является то, что двухфазная среда рассматривается как однородная однофазная смесь, термодинамические характеристики которой (гомогенные плотность $\rho_{см}$, кинематическая вязкость $\nu_{см}$, удельная теплоёмкость $Ср_{см}$, показатель изоэнтропы kэ и скорость звука $a_{зв.см}$) зависят от объёмного газосодержания α, а также от индивидуальных характеристик жидкости ($\rho^{ж}$, $\nu^{ж}$, $Ср^{ж}$, $a^2_{зв.ж}$) и газа ($\rho^{г}$, $\nu^{г}$, $Ср^{г}$, $a^2_{зв.г}$). При этом $\rho_{см} = \rho^{ж}(1 - \alpha) + \rho^{г}\alpha$, $\nu_{см} = \nu^{ж}(1 - \alpha) + \nu^{г}\alpha$, $Ср_{см} = Ср^{ж}(1 - \alpha)\cdot\rho^{ж} / \rho_{см} + Ср^{г}\cdot\alpha\cdot\rho^{г}/\rho_{см}$, $1/a^2_{зв.см} = \rho_{см}[(1-\alpha) / (\rho^{ж} a^2_{зв.ж}) + \alpha / (\rho^{г} a^2_{зв.г})$. Потери давления рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха, в которой используется гомогенная плотность смеси.

Массовое (объёмное) газосодержание - это массовая (объёмная) доля газа в двухфазной смеси короткого (бесконечно малого) участка трубопровода или в конечном объёме смеси. Для модели НЕМ скорости течения в фазах одинаковы и отношение долей объёмов тождественно равно отношению величин расходов. Т.е. для расчёта массового газосодержания $x_{см}$ справедливо соотношение

$$x_{см} = M_{г.ф} / (M_{г.ф} + M_{ж.ф}) = G_{г.ф} / (G_{г.ф} + G_{ж.ф}),$$

где $M_{г.ф}$, $M_{ж.ф}$ – масса газа и жидкости соответствующей фазы на участке (в объёме), а $G_{г.ф}$, $G_{ж.ф}$ - массовые расходы газа и жидкости.

Объёмное газосодержание α связано с массовым $x_{см}$ соотношением

$$\alpha = 1/[1+(1-x_{см})/x_{см}\cdot\rho^{г}/\rho^{ж}] = \\ = 1 / [1 + (1/x_{см} - 1) \cdot \rho^{г}/\rho^{ж}].$$

В процессе исследований электроприводной системы смазки было обращено внимание на то, что электрическая мощность электропривода насоса, откачивающего «масляную пену», превышает его гидравлическую мощность: величина гидравлической мощности составляла 80 Вт, в то время как величина электрической – 240Вт. Это показывает, что необходимо уточнение метода расчёта мощности насосов при работе на двухфазной смеси с целью учёта особенностей её течения в тракте насоса.

При перемещении смеси из зоны всасывания в зону нагнетания насоса она располагается во впадинах шестерён и из-за действия центробежных сил, возникающих при их вращении, масса более тяжёлой жидкой фазы смеси стремится к периферии шестерён и по их радиусу возникает неравномерность распределения массы и, следовательно, плотности смеси. При подходе к зоне нагнетания, в которой давление выше давления в зоне всасывания, крутящий момент электродвигателя привода насоса стремится преодолеть действие перепада давлений на насосе и происходит сжатие двухфазной смеси.

Неравномерно распределённая по радиусу шестерён масса учтена в модели приближённо в виде сосредоточенных масс, расположенных в двух объёмах: один содержит массу с повышенной плотностью – условно жидкость, а второй пониженную - газ. В таком виде течение в шестерённом насосе двухфазной смеси описывается гомогенной моделью с локальным парциальным сжатием жидкости и газа.

При допущении, что сжатие жидкого и газового объёмов происходит без взаимного влияния друг на друга, а величины парциальных работ на сжатие подчиняются правилу аддитивности и связаны между собой величиной объёмного газосодержания α, имеем следующее выражение для расчёта работы сжатия смеси с распределением объёмов:

$$A_{сж.парц}= (1- \alpha^{m}) A_{ж.о} + \alpha^{m} A_{г.о} = \\ = (1- \alpha^{m})(P_{вых}–P_{вх})/\rho_{ж.о}+ \\ +\alpha^{m} 1/(1-1/kэ)\cdot RT_{см}\cdot(\pi_{н}^{(1-1/kэ)}-1),$$

где: $A_{ж.о}$, $A_{г.о}$ - работа сжатия жидкого и изоэнтропическая работа сжатия газового объёмов; $m = 6…10$ – коэффициент распределения жидкого и газового объёмов по радиусу шестерни (определяется экспериментально); $\pi_{н} = P_{вых}/P_{вх}$ – отношение давления на выходе насоса к давлению на входе; R – газовая постоянная; $T_{см}$– температура смеси на входе в насос; $\rho_{ж.о}$, $\rho_{г.о} = P_{вх}/RT_{см}$ – плотность жидкости и газа в объёмах; kэ – показатель изоэнтропы ($1/kэ = (1-\alpha) / k^{ж} + \alpha / k^{г}$; $k^{ж}$, $k^{г}$ – показатели адиабаты жидкости и газа).

Потребляемая насосом гидравлическая мощность $N_{шн}$ равна сумме полезной мощности (произведение работы сжатия перекачиваемой смеси на её массовый расход $G_{н}$) и потерь мощности $\Delta N_{гидр}$ на преодоление сил трения в радиальных и осевых зазорах шестерён.

4 Построение динамической математической модели системы смазки

Агрегаты систем смазки образует замкнутую разветвленную систему трубопроводов с маслобаком, насосами подачи в масляные полости жидкого масла и откачки из них двухфазной смеси, с фильтрами и клапанами различного типа (регулирующие, предохранительные, обратные и др.). Её математическая модель построена по модульному принципу, представляя собой, совокупность дифференциальных, интегральных и алгебраических уравнений,

отражающих взаимосвязь протекающих в системе гидравлических, газовых и тепловых процессов с учётом расходных и мощностных характеристик насосов и электроприводов [5]. Решение системы уравнений модели выполняется в программе для ЭВМ методом прямого численного расчёта без итераций.

В качестве модулей используются конечные элементы системы, под которыми понимается части пневмогидравлической схемы (ПГС). Для проведения расчётов ПГС разбивается на отдельные участки течения рабочей среды (трубопроводы и т.п.), которые образуют рёбра расчётной схемы. Связь между участками осуществляется сосредоточенными объемами (ёмкостями), которые образуют узлы расчётной схемы. Распределенные потери давления на трение в пределах участка сосредотачиваются на границе участка и суммируются с потерями на местных постоянных и переменных сопротивлениях. Движение двухфазной среды на участках, которая рассматривается как однородная сжимаемая ньютоновская среда из смеси жидкости и идеального газа, происходит под действием перепада давлений на их концах.

Насосы располагаются на участках и представляются квазистатической расходной характеристикой, отражающей зависимость объёмной производительности насоса от частоты вращения его вала с учётом перетока рабочей среды по зазорам шестерённой пары с выхода насоса на его вход.

В качестве узлов ПГС ДЭСС (рис.1) приняты место разветвления трубопроводов за нагнетающим насосом (давление Рнн), где поток разделяется на подачу масла к форсункам масляной полости МП и коробку приводов КП, объёмы на входе в откачивающий насос НО1 (давление Р1) и его выходе (давление Рно1), объём перед дроссельным краном (Ркр) и объём масляной полости – Рмп. В этих узлах рассчитываются давление, температура, плотность и массовое газосодержание рабочей смеси. В зоне всасывания насоса $НО_1$ (коричневый треугольник) также рассчитывается давление - Рвс. Узлы расчётной схемы образуют также объёмы маслобака и коробки приводов, в которых давления Рб и Ркп приняты постоянными, равными атмосферному давлению Рн. В МП подаётся воздух от компрессора с давлением Рк. Сосредоточенные сопротивления на участках показаны красными треугольниками. На схеме рис.1 показаны также четыре ротора трансмиссий с частотой вращения $n_{нн}$, $n_{но1}$, $n_{но2}$ и $n_{но3}$, отражающих взаимодействие крутящих моментов насосов и их электропривода.

Принимается, что в пределах участка давление и температура рабочей среды, а также её теплофизические характеристики в виде зависимостей плотности и вязкости рабочей среды от температуры, постоянны по длине и изменяются только во времени. В емкостях происходит слияние потоков рабочей среды и изменение её теплофизических и термодинамических характеристик. При этом по всему объему параметры состояния (давление, температура, газосодержание и др.) одинаковы и изменяются только во времени.

При движении двухфазной смеси в одноточном трубопроводе величина массового газосодержания $x_{см}$ не изменяется по длине, а величина α изменяется при изменении плотности жидкости и газа, например, из-за потерь давления.

В математической модели ДЭСС использованы следующие конечные элементы: соединительный трубопровод (расчёт массового расхода двухфазной смеси и разделение его на расход жидкой и газовой фаз); газожидкостная ёмкость (расчёт давления, температуры и массового газосодержания двухфазной смеси); шестерённый насос (расчёт подачи и температуры

двухфазной смеси на выходе из насоса, а также потребляемой им мощности с переменными объёмным и гидравлическим коэффициентами полезного действия); трансмиссия «электродвигатель-насос» (расчёт частоты вращения ротора электродвигателя).

5 Основные уравнения конечных элементов математической модели

Для исследования характеристик систем смазки предлагаются, как правило, математические модели, основанные на статических соотношениях гидравлики для определения расходов несжимаемой рабочей среды и требующих применения итерационных процессов. При этом не учитываются динамические свойства соединяющих трубопроводов, изменение газосодержания по тракту прокачки двухфазной смеси и др.

Изложенный выше принцип формирования конечных элементов в виде участков и емкостей позволяет применить единый подход к описанию массо- и теплопереноса разнообразной рабочей среды – жидкости, газа и гомогенных двухфазных смесей, расчету давления и температур рабочей среды, а также положения и скорости механических элементов. При этом для описания физических процессов используются уравнения движения жидкости, газа или двухфазного потока для расчета величины массового расхода на участке с учётом инерционности рабочей среды, неразрывности её течения с учётом сжимаемости в сосредоточенных объемах, движения твердого тела для расчета частоты вращения.

Уравнения описания этих процессов изложены во многих работах по исследованию характеристик газотурбинных и жидкостных ракетных двигателей, например [6], и использованы в математической модели ДЭСС. Ниже приведено разработанное уравнение движения двухфазной гомогенной смеси в трубопроводе и система уравнений процесса заполнения междузубовых впадин шестерён. Эти уравнения во многом определяют динамические характеристики систем смазки, но в литературе не освещены.

Расчёт массового расхода двухфазной смеси $G_i^{см}$ на i-том участке производится по уравнению изоэнтропического течения инерционной сжимаемой двухфазной среды под действием гидравлического ΔH_i и гидростатического напоров

$$L_i dG_i^{см}/dt = \Delta H_i \pm \rho_i^{см} g \Delta h \cos\theta - \Delta p_i$$

$$\Delta H_i = (1 - \alpha_i)\cdot(P_j - P_{j+1})\cdot\beta_i^{2/kэ} + P_j\cdot\alpha_i\cdot 1/(1 - 1/kэ)\cdot\beta_i^{1/kэ}\cdot(\beta_i^{1/kэ} - \beta_i)$$

где: Δp_i – потери давления на участке; $\rho_{i.см} = (1-\alpha_i)\rho_j^{ж} + \alpha_i\rho_j^{г}$, $\nu_{i.см} = (1-\alpha_i)\nu_j^{ж} + \alpha_i\nu_j^{г}$, $x_{i.см}$, α_i - гомогенная плотность, кинематическая вязкость, массовое и объёмное содержания смеси на входе в участок, $\beta_i = P_{j+1}/P_j$ $\beta_i \geq \beta_{кр}$ - отношение давления на выходе участка к давлению на входе, величина которого больше критического значения $\beta_{кр}$, L_i –коэффициент инерционного сопротивления (отношение длины участка l_i к площади его поперечного сечения F_i), Δh – разность высот от входа до выхода, θ - угол наклона трубы к вертикали.

Расчёт суммарных потерь давления на участке Δp_i проведён при допущении об их аддитивности при ламинарном и турбулентном режимах течения

$\Delta p_{лам} = 32\pi\cdot\boldsymbol{\nu_{i.см}}\cdot l_i / F_i^2\cdot G_i^{см}$ - ламинарные;

$\Delta p_{пут} = 4\cdot l_i / [d_i\cdot(1.81\lg 10/\bar{\Delta}_i)^2] / [2\boldsymbol{\rho_i^{см}} F_i^2]\cdot$
$\cdot|G_i^{см}|G_i^{см}$ – путевые;

$\Delta p_{мест} = 4\cdot\Sigma\zeta_{i.м} / [2\boldsymbol{\rho_i^{см}} F_i^2]\cdot|G_i^{см}|G_i^{см}$
- местные;

$\Delta p_i = \Delta p_{лам} + \Delta p_{пут} + \Delta p_{мест}$ - суммарные.

При расчёте потерь давления в зоне всасывания на участке от входа в насос до периферии зубьев шестерён, кроме местных потерь на входных кромках шестерён и на расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания, необходимо учитывать потери на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён $\Delta p_{ск}$ и на преодоление действия центробежных сил $\Delta p_{цс}$. Эти потери рассчитываются по соотношениям из работы [7] по плотности смеси в зоне всасывания $\rho_{вс}$:

$$\Delta p_{ск} = \rho_{вс} [(\pi D_{ш} n_{н}/60)^2 - (G_{шн}/\rho_{вс}/F_{вс})^2]/2,$$
$$\Delta p_{цс} = V_{зап} \cdot \rho_{вс} \cdot (\pi n_{н}/30)^2/2,$$

где: $D_{ш}$ – диаметр шестерён, $n_{н}$ – частота вращения насоса, $V_{зап}$ – заполняемый объём впадин.

Разделение общего массового расхода смеси на массовый расход воздуха $G_i^{в}$ и жидкого масла $G_i^{м}$ обеспечивают следующие уравнения: $G_i^{в} = G_i^{см} x_{i.см}$, $G_i^{м} = G_i^{см} - G_i^{в}$.

Приведенные уравнения позволяют рассчитать расход двухфазной смеси под действием единого перепада давлений на концах участка $P_j - P_{j+1}$, обеспечивая плавный переход от расчёта расхода двухфазной смеси к расчёту расходов жидкости или газа.

Заполнение междузубовых впадин шестерённой пары имеет место во время пребывания шестерён в зоне всасывания, которая характеризуется длиной дуги $L_{вс}$. Математическое описание этого процесса проведено при следующей его идеализации: плотность смеси одинакова по всему объёму зоны, величина массового газосодержания от входа в насос до выхода из него не изменяется, т.к. считается, что в насосе отсутствуют процессы вскипания и конденсации жидкой фазы, а также сепарация газовой фазы в застойных зонах; давление на периферии зубьев шестерён равно разности давления на входе в насос и потерь давления по тракту течения смеси; давление в незаполненном объёме впадин определяется по уравнению изотермического расширения смеси, и оно одинаково во всех заполняемых впадинах; в зоне всасывания находится несколько пар зубьев и суммарный объём между ними заполняется одновременно; плотность смеси, поступающей на выход насоса, определяется по плотности жидкой и газовых фаз и объёмному газосодержанию во впадинах.

Время пребывания $\Delta t_{зап}$ в зоне всасывания междузубовых впадин, суммарный объём которых составляет $V_{вп}$, равно $\Delta t_{зап} = L_{вс}/(\pi D_{ш} n_{н}/60)$ и за это время во впадинах накапливается объём смеси $V_{зап}$, равный

$$V_{зап} = \sum_{j=t-\Delta t_{зап}}^{j=t} (G_{вс.j} + G_{ут.j})/\rho_{вс.j} \cdot \Delta t_{инт},$$
$$0 \le V_{зап} \le V_{вп},$$

где - $G_{вс}$ и $G_{ут}$ величина расходов, поступающих в зону всасывания, Δt – шаг интегрирования системы уравнений.

Давление в незаполненной части впадин $P_{вп}$ определяется как результат изотермического расширения газовой фазы смеси от давления на перефирии шестерён $P_{вс}$, т.е. $P_{вп} = P_{вс} V_{зап} / V_{вп}$. Коэффициент объёмного газосодержания во впадинах $\alpha_{вп}$ равен:

$$\alpha_{вп} = 1/[1+(1/x_{вс}-1)P_{вп}/T_{вс}/R^{в}/\rho^{ж}_{вс}],$$
$$0 \le \alpha_{вп} \le 1$$

На выходе насоса образуется смесь с плотностью

$$\rho_{шн} = (1 - \alpha_{вп}) \rho^{ж}_{вс} + \alpha_{вп} P_{наг}/T_{вс}/R^{в}.$$

При полном заполнении впадин плотность рабочей среды в них равна плотности в зоне всасывания, а при неполном – формируется более низкое значение плот-

ности за счёт увеличения объёма газовой фазы смеси.

На чистой жидкости неполное заполнение впадин приводит к процессам кавитации в насосе, когда возникают и разрушаются паровые пузырьки, что сопровождается местными гидравлическими ударами.

В процессе заполнения двухфазной средой впадин шестерён с расширением в них происходит увеличение объёмного газосодержания. Из-за этого уменьшается давление во впадинах $P_{вп}$ и плотность смеси, что приводит к уменьшению массового расхода через насос и перетоков смеси по зазорам шестерён. В результате уменьшается суммарная величина массового расхода, поступающего на заполнение впадин, и уменьшается степень их наполнения, что еще больше снижает плотность рабочей среды на выходе насоса.

Возникает положительная обратная связь: неполное заполнение впадин → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы смеси → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д.,, которая может приводить к повышенному объёмному газосодержанию в тракте прокачки смеси.

6. Верификация математической модели системы смазки

Верификация матмодели проводилась путем сравнения соответствующих расчётных и экспериментальных переходных процессов в системе смазки. При проведении экспериментальных исследований электроприводной системы смазки было отмечено замедленное (10…20 с) протекание переходных процессов по расходу и давлениям в тракте прокачки масла при изменении режима работы системы. Температурное равновесия в системе устанавливается за 60…65 с.

Для определения характерного времени гидравлических процессов в электроприводной системе смазки проведены испытания с заданием команд от системы управления на изменение производительности нагнетающего и откачивающего насосов. Команда подавалась скачком на преобразователь частоты питающей сети для изменения частоты вращения ротора электродвигателя. Расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего (Рнн.вых) и откачивающего (Рно.вых) насосов при изменении их производительности приведены на рисунке 4.

Из рисунка 4,А видно, что расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего насоса при увеличении его производительности близки к апериодическим. Время выхода каждого параметра в тракте нагнетания на установившийся режим составляет 0.9…1.0 с. Это время определяется, в основном, инерционными свойствами ротора электродвигателя, так как постоянная времени массы масла в трубопроводе за насосом на этих режимах составляет 0.006…0.01 с.

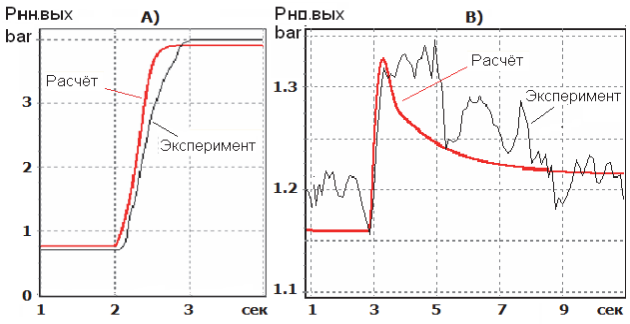


Рисунок 4 Переходные процессы при изменении производительности насосов: А) – нагнетающий, В) - откачивающий

При изменении производительности откачивающего насоса переходные процессы в тракте прокачки масла (см. рисунок 4,В) значительно отличаются от процессов при изменении производительности нагнетающего насоса. Видно, что начальная

стадия изменения давлений на выходе насоса длится практически одинаково – время выхода равно 1,5 с, а далее протекание процессов резко различается. При этом имеет место заброс по давлению, обусловленный сжимаемостью двухфазной смеси («масляной пены») в тракте ее прокачки, и наблюдаются затухающие колебания. Время установления нового режима увеличивается и составляет ~ 8 с, т.е. время переходных процессов в тракте откачки почти на порядок больше времен процессов в тракте нагнетания. Это время определяется временем установления величины газосодержания в масляной полости.

Колебания давлений в тракте откачки масловоздушной смеси из масляной полости не повлияли на значения параметров в тракте нагнетания из-за наличия воздуха в масляной полости, которая является фильтром. При изменении же прокачки нагнетающего насоса параметры системы изменяются как в тракте нагнетания, так и откачки.

С учётом сложности описываемых явлений в системе смазки результаты проведенных расчётов могут быть оценены как приемлемые для первого этапа исследований.

7. Заключение

Расчётно-экспериментальное исследование характеристик системы смазки с электроприводными нагнетающим и откачивающим насосами показало, что при математическом моделировании таких систем необходимо учитывать инерционность и сжимаемость рабочей среды, которая изменяется в зависимости от величины объёмного газосодержания, переменного по тракту прокачки.

Удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных данных получена при описании течения двухфазной смеси типа «масляная пена» гомогенной моделью без «проскальзывания» жидкой и газовой фаз (модель HEM- Homogeneous Model), а в шестерённых насосах – введением учёта парциального сжатия жидкости и газа. Возможность использования такой модели обоснована путём анализа акустических колебаний в трубопроводах системы смазки.

Расчётами с помощью разработанной математической модели показано, что прокачка насосами сжимаемой двухфазной смеси на режиме работы с неполным заполнением междузубовых впадин шестерён во время их пребывания в зоне всасывания сопровождается появлением положительной обратной связи вида: неполное заполнение впадин → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы смеси → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д.

Список использованных источников

[1] Gurevich O.S., Gulienko A.I. Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the "Electric" Airplane. State Centre of Science “Central Institute of Aviation Motors”, Moscow, Russia. *ICAS Biennial Workshop – 2013 “The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future”*, Cape town, South Africa, 2 September 2013.

[2] Уоллис Г. *Одномерные двухфазные течения*. Пер. с англ. М.: Мир, 1972.

[3] Юдовина Е. Ф., Пашенкова Е. С., Корельштейн Л. Б. Программный комплекс «Гидросистема» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем. *В кн.: Математическое моделирование трубопроводных систем энергетики* // Тр. XII Всерос. научн. семин. с междунар. участ. 20–26 сентября 2010 г. Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2010.

[4] Гликман Б.Ф. *Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей*. М.: Машиностроение, 1974.

[5] Щуровский Ю.М. Методический подход к математическому моделированию систем смазки ГТД. *Тезисы доклада на межд. Молодёжной научной конференции «XII Королёвские чтения"*. СГАУ им.С.П.Королёва, сб. трудов, т.1, стр.85, 1-3 октября 2013.

[6] *Теория автоматического управления ракетными двигателями*./ Калнин В.М., Дятлов В.В., Науменкова Н.В. Под редакцией А.А. Шевякова. М.: Машиностроение, 1978.

[7] Е.М.Юдин. *Шестерённые насосы*. Москва, Оборонгиз, 1964.

DYNAMIC MATHEMATICAL MODEL OF THE LUBRICATION SYSTEM

Anatoly I. Gulienko,
Yuri.M. Shchurovskiy

Central Institute
of Aviation Motors (CIAM)
Aviamotornaya, 2,
Moscow,
111116, Russian Federation
gulienko-contrl@ciam.ru

The object of research is the lubrication system with supply and scavenges oil gear pumps with electric drives. Analyzed the features of the workflow in aggregates lubrication systems, and evaluated the possibility of applying a homogeneous model for the description of a two-phase mixture of "oil foam". It describes the principles of construction of mathematical model of the lubrication system based on dynamic equations of the typical processes in the nodes - flow of two-phase mixture, mixing air and liquid flows, filling cavities of the pinion pairs in the suction side of the pump. Verification of the developed mathematical model is made by comparing the calculated and experimental processes.

Key words: *Lubrication system; dynamic mathematical model; gear pump; controlled electric drive; homogeneous two-phase flow; filling with expansion; gas turbine engine.*

References

[1] Gurevich O.S., Gulienko A.I. Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the "Electric" Airplane. State Centre of Science “Central Institute of Aviation Motors”, Moscow, Russia. *ICAS Biennial Workshop – 2013 “The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future”*, Cape town, South Africa, 2 September 2013.

[2] Uollis G. Odnomerny'e dvuxfazny'e techeniya. Per. s angl. M.: Mir, 1972.

[3] Yudovina E. F., Pashenkova E. S., Korel'shtejn L. B. Programmny'j kompleks «Gidro-sistema» i ego ispol'zovanie dlya gidravlicheskix raschetov truboprovodny'x sistem. V kn.: Matematicheskoe modelirovanie truboprovodny'x sistem e'nergetiki // Tr. XII Vseros. nauchn. semin. s mezhdunar. uchast. 20–26 sentyabrya 2010 g. Irkutsk, ISE'M SO RAN, 2010.

[4] Glikman B.F. Avtomaticheskoe regulirovanie zhidkostny'x raketny'x dvigatelej. M.: Mashinostroe-nie, 1974.

[5] Shhurovskij Yu.M. Metodicheskij podxod k matematicheskomu modelirovaniyu sistem smazki GTD. Tezi-sy' doklada na mezhd. Molodyozhnoj nauchnoj konferencii «XII Korolyovskie chteniya". SGAU im.S.P.Korolyova, sb. trudov, t.1, str.85, 1-3 oktyabrya 2013.

[6] Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketny'mi dvigatelyami./ Kalnin V.M., Dyatlov V.V., Naumenkova N.V. Pod redakciej A.A. Shevyakova. M.: Mashinostroenie, 1978.

[7] E.M. Yudin. Shesteryonny'e nasosy'. Moskva, Oborongiz, 1964.

УДК 62-521

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПО СПЕКТРУ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

А.И. Хаймович,
А.И. Кондратьев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
berill_samara@bk.ru,
kondalexigor1987@mail.ru

А.А. Степанов

ОАО «РКЦ «Прогресс»
ул. Земеца, 18
г. Самара, Российская Федерация
443009
pochta201002@mail.ru

При механической обработке деталей авиационной техники одним из актуальных вопросов является вопрос назначения рациональных технологических режимов резания и обеспечения высокой точности обработки при мониторинге технологического процесса обработки. Основными дефектами инструмента в процессе механической обработки являются усиленный износ и поломка режущей кромки, повышенная упругая деформация кромки из-за усиленной нагрузки. Данные факторы приводят к браку из-за нарушения геометрии и состояния поверхности обрабатываемых деталей. В этой связи актуальной является рассматриваемая методика вибродиагностики качества обработки в зависимости от состояния режущего инструмента и режимов резания по сигналу виброакустической эмиссии, регистрируемой в процессе обработки с учетом изменяющихся свойств обрабатываемых материалов, геометрии режущего инструмента, нестационарности условий обработки. В работе представлены результаты экспериментальных исследований и математические модели, определяющие характер изменения виброакустических параметров от технологических параметров обработки и состояния режущего инструмента. Предложенная математическая модель может являться основой для разработки методики многокритериальной оценки процесса обработки лезвийным режущим инструментом, направленной на оптимизацию режимов резания и геометрии инструмента. Приведены результаты экспериментальных исследований, показывающие, что сигнал виброакустической эмиссии адекватно отражает параметры технологических процессов механической обработки.

Ключевые слова: *Механическая обработка; режущий инструмент; газотурбинный двигатель; нестационарность; нелинейность; преобразование Фурье; фильтрация сигналов; амплитуда и фаза сигнала; колебания параметров; надежность.*

THE SIMULATION OF MACHINING BY SPECTRUM OF VIBRO-ACOUSTIC EMISSION

Alexander I. Khaimovich,
Alexander I. Kondratev

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
berill_samara@bk.ru,
kondalexigor1987@mail.ru

Andrey A. Stepanov

JSC "Rocket and Space Center "Progress "
18, Zemetsa, Samara, 443009, Russian Federation
pochta201002@mail.ru

When machining parts of aircraft, one of the most urgent issues is the appointment of the rational technological cutting and high precision machining in the monitoring of machining technological process. The main defects of the tool during the machining are reinforced wear and breakage of the cutting edge, high elastic deformation of the edge of the heavy load. These factors lead to defects of geometry and state of machined parts surface . In this regard, is the technique of vibration diagnostics of machining quality depending on the condition of cutting tool and cutting conditions of vibroacoustic emission signal recorded during machining in response to changing properties of machined materials, the geometry of cutting tools, machining conditions averages The work presents the results of experimental research and mathematical models that define the character of acoustic parameters change depending on technological process parameters and condition of cutting tool. The offered mathematical model can be a basis for the development of a multicriteria assessment of processing directed on optimization of modes of cutting and geometry of the tool. The results of pilot studies showing are given that the signal of vibroacoustic issue adequately reflects the technological processes happening on studied details and tools.

Key words: *Machining; cutting tool; gas turbine engine; stationary state; non-linearity; the Fourier transform; filtering signals; amplitude and phase of the signal; variation of parameters; reliability.*

УДК 621.822.575

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РОТОРОВ В ЛЕПЕСТКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ С ГОФРИРОВАННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Л.А. Савин,
А.В. Сытин
В.О. Тюрин

ФГБОУ ВПО
«Госуниверситет – УНПК»,
Наугорское шоссе, 29,
г. Орел, Российская Федерация
302020
sytin@mail.ru
v7a7l@mail.ru

В статье представлена математическая модель и результаты динамического расчета лепестковых газодинамических подшипников, являющихся на данный момент наиболее перспективными опорами роторов высокоскоростных машин. Представлено решение комплексной задачи расчета динамических характеристик лепестковых газодинамических подшипников, основанное на совместном решении газодинамики, теплофизики и теории упругости.

Ключевые слова: *Ключевые слова: динамика роторов, лепестковые газодинамические подшипники, траектории движения ротора, неизотермическая задача.*

Эффективным способом повышения производительности машин является увеличение частот вращения роторов, наибольшие значения которых могут быть достигнуты при использовании газовой, преимущественно воздушной, смазки. Естественно, что с ростом частот вращения возникают повышенные вибрации. Снижение общего уровня вибраций и динамических напряжений достигается применением упруго-демпферных опор. Перспективными в данном классе являются лепестковые газодинамические подшипники (рисунок 1). Их упругие элементы создают максимальную площадь несущей поверхности, а также служат для подавления неустойчивости. Особенностью лепестковых газодинамических подшипников является способность к изменению профиля рабочего зазора в соответствии с режимом работы. Податливость и малая масса лепестков позволяют им легко отслеживать колебания ротора, вызываемые дисбалансом или внешними возмущениями, и надежно работать в условиях тепловых деформаций корпусов, при попадании в рабочие зазоры грязи, при малых толщинах смазочного слоя и малых расходах смазки.

В целом ленточные и лепестковые опоры имеют перспективы применения в легких, быстроходных турбомашинах, прядильных шпинделях, опорах автомобильной газовой турбины, охладителях воды на солнечной энергии. В частности, в США много внимания уделяется применению их в качестве опор вспомогательных установок в авиационных и космических системах. Развитие высотной авиации и космической техники резко увеличило спрос на компактные высокоскоростные турбогенераторы и турбокомпрессоры для систем очистки и кондиционирования воздуха. Система кондиционирования воздуха кабин (СКВК) предназначена для охлаждения и осушки воздуха, отбираемого от компрессоров двигателей и подаваемого в кабину экипажа и салоны для создания комфортных климатических условий, а также обеспечивает возможность полета на высотах более 9000 м. В КБ «Туполев» совместно с фирмами "ALLIED SIGNAL", "LIEBHERR", "ABG SEMCA" разработаны системы кондиционирования воздуха для самолетов ТУ-204, ТУ-334 с применением 3-х колесных турбохолодильников на газовых лепестковых подшипниках с осушкой воздуха при высоком давлении, с использованием цифровой системы управления.

Роторно-опорный узел современной высокоскоростной турбомашины с подшипниками скольжения представляет собой сложную гидромеханическую систему, в состав которой входят три основных взаимодействующих друг с другом, элемента: цапфа ротора, втулка подшипника и смазочный слой, связывающий их и передающий усилие с ротора на корпус турбоагрегата. Каждый из этих элементов, в общем

случае, обладая определенными динамическими характеристиками (упругие, демпфирующие, инерционные свойства), способен оказывать существенное влияние на колебательные процессы в динамической системе «ротор - подшипники скольжения».

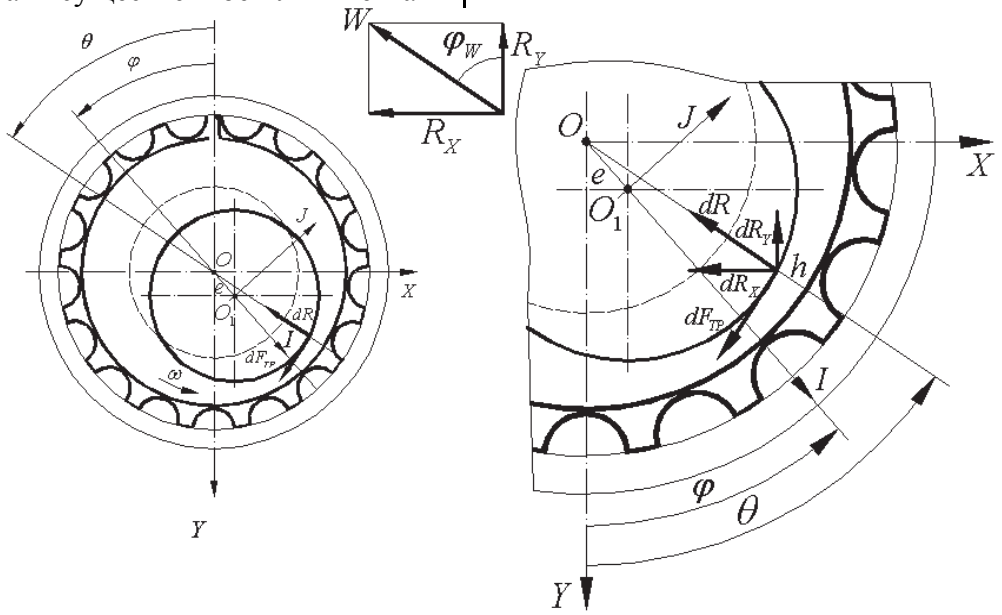


Рисунок 1. Схема лепесткового газодинамического подшипника

Динамическое поведение ротора (рисунок 2), опирающегося на подшипники скольжения, определяется совокупностью действующих на него нестационарных (переменных по величине и направлению) возмущающих сил и реакций подшипника (рисунок 3). Анализ возможных траекторий движений ротора под действием такой системы сил позволяет оценить выбранные на этапе проектирования геометрические и рабочие параметры роторной системы и всей турбомашины, а также принять адекватное решение об их изменении в случае необходимости. Это способствует выбору правильного подхода при проектировании роторной системы с точки зрения удовлетворения эксплуатационным и технологическим требованиям, а также обеспечения устойчивой работы роторно-опорного узла на рабочих частотах и при переходных процессах.



Рисунок 2. Задачи динамики роторов

Анализ устойчивости движения ротора требует решения характеристических уравнений движения, которые исследуются на основе теории Ляпунова. Такой подход приводит к решению характеристических уравнений возмущенного движения с

применением критериев Рауса–Гурвица, Найквиста, Михайлова и д. р.

Перспективным направлением повышения виброустойчивости роторных систем является использование устройств управления радиальными перемещениями ротора. Принцип действия этих устройств аналогичен работе активного электромагнитного подшипника. Сенсорные устройства, расположенные в определенных точках вокруг ротора, сигнализируют о перемещении ротора. Измерительно-информационная система, включающая специальное программное обеспечение, контролирует параметры движения и при необходимости выдает управляющие сигналы на включение в работу определенных элементов электромагнитного механизма, по сути дела выполняющего функцию демпфера.

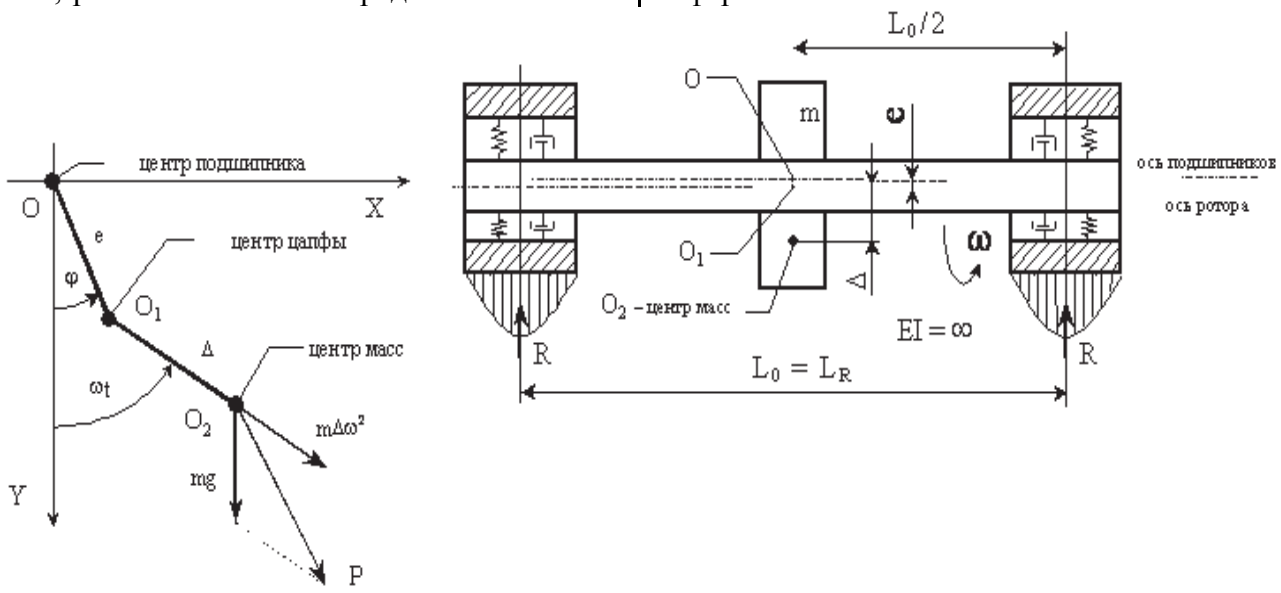


Рисунок 3. Схема действующих сил

Уравнения движения жесткого ротора в упругих опорах:

$$\begin{cases} m\ddot{X} = 2R_X + m\Delta\omega^2 \sin\omega t + F_X(t); \\ m\ddot{Y} = 2R_Y + m\Delta\omega^2 \cos\omega t + mg + F_Y(t). \end{cases} \quad (1)$$

Линеаризация гидродинамических реакций проводится в предположении малости возмущений в окрестности равновесного положения цапфы. Такой подход позволяет с достаточной точностью определить границу устойчивости ротора при небольших эксцентриситетах. В результате получаются зависимости для реакций подшипника, выраженные через динамические коэффициенты:

$$\begin{aligned} R_X &= R_{X0} + K_{XX}\Delta X + K_{XY}\Delta Y + B_{XX}\Delta\dot{X} + B_{XY}\Delta\dot{Y} + F_{XX}\Delta\ddot{X} + F_{XY}\Delta\ddot{Y} \\ R_Y &= R_{Y0} + K_{YX}\Delta X + K_{YY}\Delta Y + B_{YX}\Delta\dot{X} + B_{YY}\Delta\dot{Y} + F_{YX}\Delta\ddot{X} + F_{YY}\Delta\ddot{Y} \end{aligned} \quad , \quad (2)$$

где R_X, R_Y – проекции реакций смазочного слоя на соответствующие оси координат; R_{X0}, R_{Y0} – реакции смазочного слоя, определяемые в стационарном положении на кривой подвижного равновесия; ΔX, ΔY – амплитуды малых отклонений цапфы; K_{XX},..., K_{YY}, B_{XX},..., B_{YY} и F_{XX},..., F_{YY} – динамические коэффициенты жесткости, демпфирования и инерции смазочного слоя.

Расчет подшипников скольжения предполагает определение полей давления в смазочном слое. Уравнение Рейнольдса для подшипника с газовой смазкой имеет вид [1]:

$$\frac{1}{R^2}\cdot\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\rho h^3}{\mu K_\theta}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\mu K_z}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\frac{\partial(\rho\cdot U\cdot h)}{\partial\theta}-12\rho V+12h\frac{\partial\rho}{\partial t} \quad , \quad (3)$$

где $p = p(\theta, z)$ – давление газа, ρ – плотность, μ – вязкость, ω – угловая скорость, R – внутренний радиус подшипника,

K_θ и K_z соответствующие коэффициенты турбулентности.

Функцию радиального зазора, входящую в уравнение Рейнольдса можно представить в виде следующих составляющих:

$$h = h_0 + e\cos(\theta - \varphi) + w, \qquad (4)$$

где h_0 - первоначальный радиальный зазор, w – прогиб лепестка (перемещения оболочки в радиальном направлении), e – эксцентриситет, θ – расчетный угол, φ – угол положения центра цапфы и центра подшипника.

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \dfrac{1-\nu}{2R^2}\cdot\dfrac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \dfrac{1+\nu}{2R}\cdot\dfrac{\partial^2 \vartheta}{\partial z \partial \theta} + \dfrac{\nu}{R}\cdot\dfrac{\partial w}{\partial z} = 0, \\ \dfrac{1+\nu}{2R}\cdot\dfrac{\partial^2 u}{\partial z \partial \theta} + \dfrac{1}{R^2}\cdot\dfrac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} + \dfrac{1-\nu}{2}\cdot\dfrac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} + \dfrac{1}{R^2}\cdot\dfrac{\partial w}{\partial \theta} = -\dfrac{1-\nu^2}{E}\left(\dfrac{p_\tau(\theta,z,t)}{\delta} + \rho\dfrac{\partial^2 \vartheta}{\partial t^2}\right), \\ \dfrac{\nu}{R}\cdot\dfrac{\partial u}{\partial z} + \dfrac{1}{R^2}\cdot\dfrac{\partial \vartheta}{\partial \theta} + \dfrac{w}{R^2} + \dfrac{k_1}{R}\left[R^3\dfrac{\partial^4 w}{\partial z^4} + 2R\dfrac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \dfrac{1}{R}\cdot\dfrac{\partial^4 w}{\partial \theta^4}\right] = -\dfrac{1-\nu^2}{E}\left(\dfrac{p(\theta,z,t)}{\delta} + \rho\dfrac{\partial^2 w}{\partial t^2}\right), \end{cases} \qquad (5)$$

где δ – толщина оболочки, ν – коэффициент Пуассона, E – модуль упругости, w, ϑ, u – перемещения, соответственно в радиальном, окружном и осевом направлениях, θ - угловая координата, z - осевая координата, $p(\theta, z)$ – нормальное контактное усилие (давление), $p_\tau(\theta, z)$ – касательное контактное усилие, $k_1 = \dfrac{\delta^2}{12R^2}$ [2].

Неизотермическая постановка задачи достигается включением в математическую модель уравнения баланса энергий. Рассмотренная система уравнений – является недоопределенной, т. к. число неизвестных параметров (p, ρ, T, I, μ) превышает число уравнений. Дополнительными соотношениями, доопределяющими эту систему, являются зависимости теплофизических свойств смазочного материала от давления и температуры в виде аналитических зависимостей f = f(p, T).

Путем интегрирования поля давления определяются реакции смазочного слоя лепесткового газодинамического подшипника [3]:

$$R_j = -\int_0^L \int_0^{2\pi} p \cdot \sin(\theta - \varphi) R d\theta dz;$$
$$R_i = -\int_0^L \int_0^{2\pi} p \cdot \cos(\theta - \varphi) R d\theta dz. \qquad (6)$$

На рисунках 4 - 7 приведены характерные траектории движения центра цапфы и соответствующие им зависимости относительного эксцентриситета центра цапфы от времени. Рисунки иллюстрируют влияние различных характеристик системы на динамику ротора, опирающегося на два одинаковых подшипника. Приведенные результаты отражают общие закономерности динамического поведения подобных систем.

Уравновешенный жесткий ротор при относительно малых скоростях вращения постепенно достигает своего стационарного положения на кривой подвижного равновесия (рисунок 4), причем с увеличением скорости вращения уменьшается относительный эксцентриситет равновесного состояния и цапфа смещается ближе к центру подшипника.

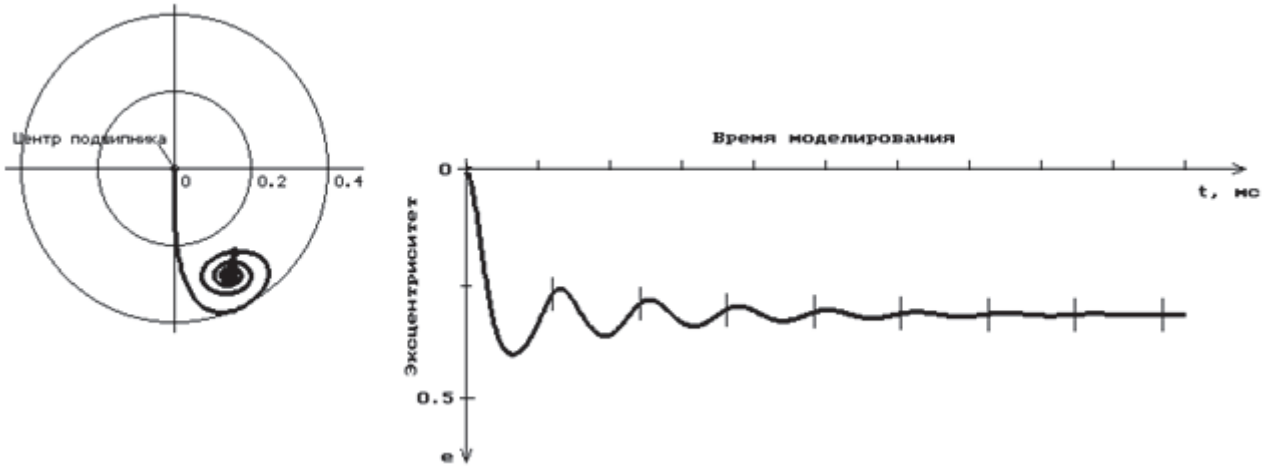


Рисунок 4. Стационарное положение цапфы уравновешенного ротора

При отклонении от этого положения под действием возмущающей силы траектория движения цапфы будет возвращаться к стационарному состоянию.

При преобладании центробежных сил над силами тяжести ротор совершает синхронную прецессию. В этом случае траектории центра цапфы представляют собой замкнутые кривые, по форме близкие к эллиптическим (рисунок 5). Их размер и расположение зависят, в основном, от соотношения внешних сил. Если силы дисбаланса существенно превышают силы тяжести, траектория становится близкой к круговой, охватывающей центр подшипника. Увеличение силы тяжести сдвигает траекторию вниз в направлении вращения. Величина дисбаланса также оказывает заметное влияние. Когда силы тяжести и инерции сопоставимы, повышение дисбаланса увеличивает эллиптичность траектории, а его снижение приближает траекторию к круговой.

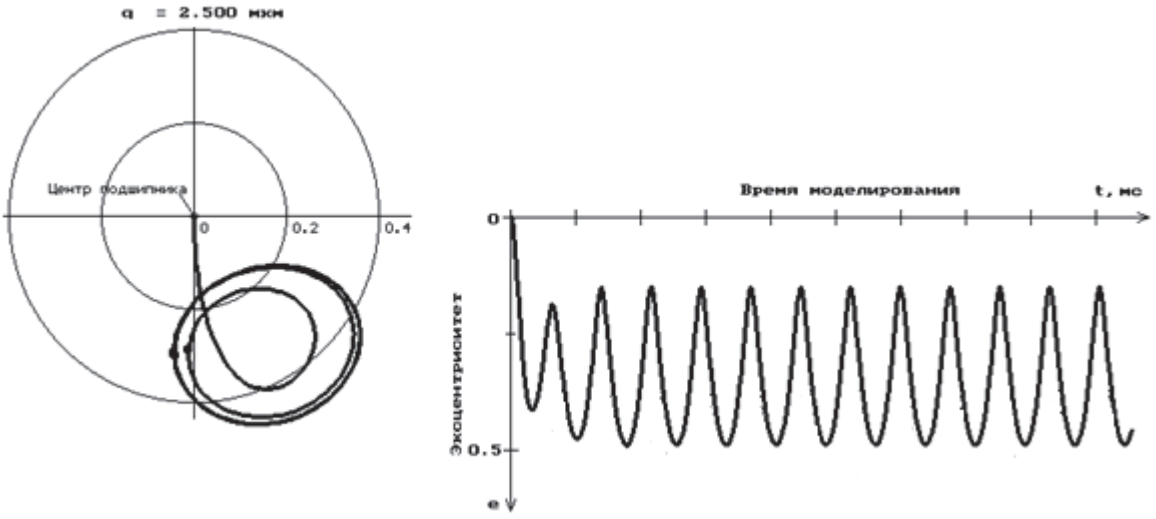


Рисунок 5. Орбитальное устойчивое движение ротора

С ростом частоты вращения эксцентриситет положения цапфы убывает до тех пор, пока не реализуется условие его минимума для заданной конструкции и режима работы системы. Любое приращение скорости выше этого значения будет сопровождаться предельными циклами, амплитуда которых будет возрастать с повышением скорости вращения, постепенно заполняя весь зазор в подшипнике. Угловая скорость вихря (частота прецессии Ω) с повышением скорости будет прибли-

жаться к соотношению Ω/ω = 0.5, что соответствует классическому полускоростному вихрю, характерному для гидродинамических подшипников (рисунок 6). Амплитуда вихря увеличивается с каждым оборотом вала (вихрь разворачивается по спирали) и при определенной частоте вращения достигает границы радиального зазора, что равносильно контакту цапфы с опорной поверхностью подшипника и свидетельствует о неустойчивости движения ротора.

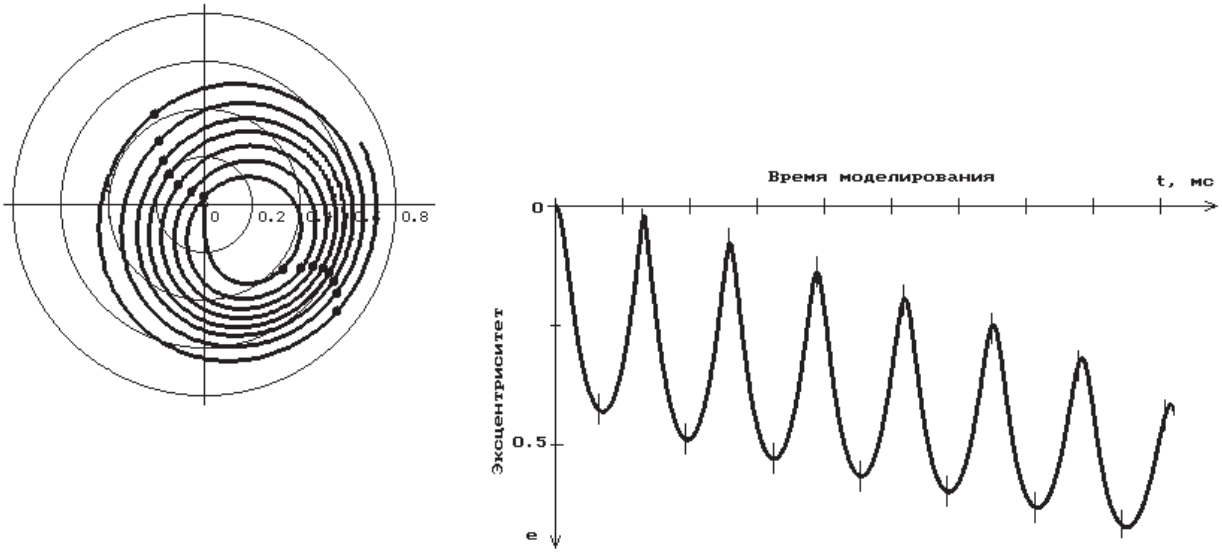


Рисунок 6. Полускоростный вихрь уравновешенного ротора

В зоне начала самовозбуждающихся колебаний при малых значениях дисбаланса наблюдаются характерные бигармонические вибрации, обусловленные совместным действием неконсервативных сил смазочного слоя и сил дисбаланса. Траектория имеет вид дробно-частотного вихря (рисунок 7).

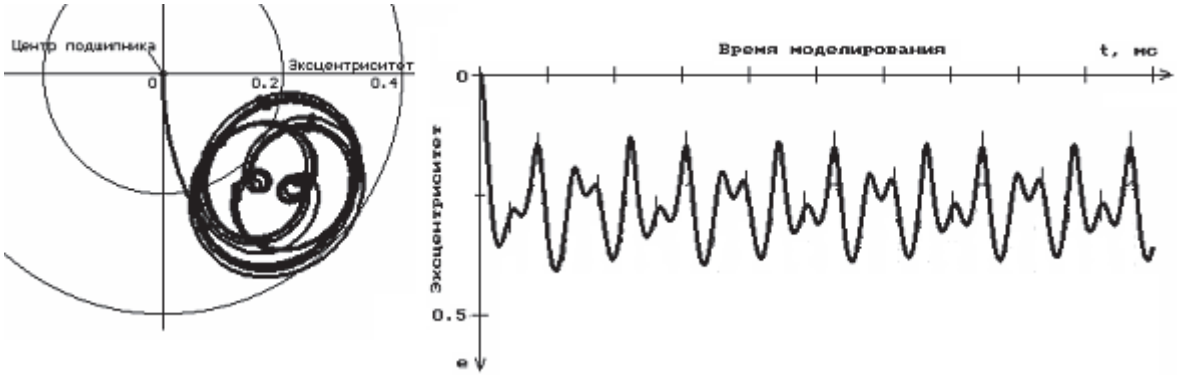


Рисунок 7. Дробночастотный вихрь ротора

Дробно-частотный вихрь ротора стабилизируется при повышении дисбаланса. Дробно-частотный вихрь, хотя и обусловлен наличием автоколебаний, не может считаться неустойчивым режимом, так как амплитуды колебаний имеют ограниченную величину. Отметим, что синхронизация вихря повышением дисбаланса влечет за собой значительный рост амплитуд колебаний и нагрузок на подшипники.

Рабочие и геометрические параметры подшипника оказывают заметное влия-

ние на динамику ротора. Снижение упругих свойств смазочного слоя при неизменной массе ротора сдвигает частоту потери устойчивости ротора в область более низких частот. Снижение жесткости смазочного слоя может быть обусловлено снижением уровня давлений подачи смазочного материала, уменьшением размеров опорной поверхности втулки подшипника, уменьшением радиального зазора. Следует отметить, что увеличение температуры подачи смазочного материала также может, вызывая снижение его вязкости и плотности, дестабилизировать ротор, уменьшая упругие и демпфирующие свойства подшипника. Влияние отношения *L/D* не является однозначным, так как обусловлено различными зависимостями реакций несущего слоя подшипника от диаметра и длины.

Список использованных источников

1. Анализ газового ленточного радиального подшипника / Х. Хешмет, Дж. А. Уоловит, О. Пинкус // Проблемы трения и смазки. 1983. Т.105. №4. С. 124-132.
2. Колкунов Н.В. Основы расчета упругих оболочек. М.: Высшая школа, 1963. – 278с.
3. Пешти Ю.В. Газовая смазка. М.: МГТУ, 1993. 381 с.

THE SIMULATION OF MACHINING BY SPECTRUM OF VIBRO-ACOUSTIC EMISSION

Leonid A. Savin
Anton V. Sytin
Valentin O. Tyurin

State University - Education-Science-Production Complex,
Naugorskoe shosse, 29, Orel,
302020, Russian Federation
sytin@mail.ru
v7a7l@mail.ru

The paper presents a mathematical model and the results of dynamic analysis of foil gas bearing, which are currently the most promising rotor support high-speed machines. A solution of the complex task of calculating the dynamic characteristics of foil gas bearing, based on the simultaneous solution of gas dynamics, thermal physics and the theory of elasticity.

Key words: *rotor dynamics, foil gas bearings, the motion path of the rotor, non-isothermal problem*

References

1. Heshmet H, Wolovit Dj.A., Pinkus O. Analysis of the foil gas bearing. *Problemy treniya i smazki - Problems of friction and lubrication,* 1983, no. 4, pp. 124-132.
2. Kolkunov N.V. *Osnovy rascheta uprugikh obolochek* [Fundamentals of calculation of elastic shells]. Moscow, High School publ., 1963. 278 p.
3. Peshti Yu.V. *Gazovaya smazka* [Gas lubrication]. Moscow. MGTU publ., 1993. 381 p.

УДК 534.23

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ШУМА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ НАЛИЧИИ ОТРАЖАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

В.Н. Калабухов

Самарский государственный университет
ул. Ак. Павлова, 1,
г. Самара, Российская Федерация, 443011
kalabyhov@mail.ru

Реактивный двигатель современного самолёта является весьма сложным источником звука. В данной работе двигатель моделируется в виде направленного излучателя, находящегося вблизи поверхности земли. При этом излучатель рассматривается в терминах сферических функций, а его направленность характеризуется бесконечным набором мультипольных моментов. Поскольку основные источники шума реактивного двигателя имеют дипольную и квадрупольную структуру, в работе проводится анализ звуковых полей мультипольных источников первого и второго порядков. Показано, что вблизи поверхности неупругого типа, когда поверхностные волны не возбуждаются, звуковые поля продольных квадруполей (как вертикальных, так и горизонтальных) в направлении минимального излучения убывают по закону отличному от закона для монополя. В случае поверхности упругого типа, когда возбуждаются поверхностные волны, звуковые поля диполей и квадруполей в направлении максимального излучения убывают по цилиндрическому закону, и наблюдается усиление звука вблизи плоской границы.

Ключевые слова: *Реактивный двигатель; направленный излучатель; источники шума; поверхностные волны; диполь; квадруполь; упругая поверхность; амплитудные характеристики*

Введение

Успешное решение задач по снижению шума газотурбинных двигателей (ГТД) возможно лишь на базе глубокого изучения механизмов генерации и распространения шума реактивной струи как в открытом пространстве, так и при наличии отражающих поверхностей. Так как излучение шума ГТД часто происходит вблизи поверхности земли, большой практический интерес представляет теоретическое и экспериментальное исследование влияния акустических свойств поверхности на генерацию и распространение шума от этого источника.

Во многих практически важных случаях земную поверхность можно рассматривать как пористый материал. Иными словами, наличие второй среды может быть сведено к заданию граничных условий импедансного типа на границе раздела, т.е. на земной поверхности. Многочисленные результаты лабораторных измерений импеданса различных поверхностей дают основание полагать, что земная поверхность может быть описана характеристикой импеданса, обладающей локально реагирующими свойствами.

Другим важным моментом в рассматриваемом вопросе является принятая модель источника звука. Практически все реальные источники звука в большей или меньшей степени оказываются направленными, т.е. интенсивность и фаза излучения источников в различных направлениях различна. Направленность излучения оказывает существенное влияние на звуковое поле, формирующееся в области, содержащей рассматриваемый источник. В связи с этим, выполняемая во многих случаях при решении практических задач замена реального излучателя монополем, т.е. ненаправленным источником, довольно часто не может быть признана удовлетворительным и адекватным действительности приближением.

1. Постановка задачи

Пусть в полупространстве ограниченном локально реагирующей поверхностью S_1 расположен гармонический мультипольный источник N-порядка, при этом

приемник будем считать ненаправленным. Полученные для этого случая результаты в силу теоремы взаимности будут одинаково справедливы и для направленного приемника и ненаправленного источника звука. Звуковое давление, создаваемое мультиполем, удовлетворяет уравнению:

$$\nabla^2 P + k_1^2 P = -\frac{\partial^N}{\partial y_{i_1}\partial y_{i_2}...\partial y_{i_N}}\cdot\delta(\bar{x}-\bar{y}); \quad (1.1)$$

$i_1, i_2, ..., i_N = 1,2,3.$

Так как излучение звука происходит вблизи локально реагирующей поверхности, необходимо выполнение граничного условия на поверхности S_1:

$$P = -\frac{1}{ik_1\beta}\frac{\partial P}{\partial n}, \quad (1.2)$$

где β - удельный акустический адмитанс поверхности.

Решение уравнения (1.1.) с граничным условием (1.2) определяется методом функции Грина, широко используемым в классической акустике [1]. Вводя обозначения для пульсаций давления мультипольного источника N-порядка, решение уравнения (1.1) с граничными условиями (1.2) представим в виде:

$$P^{(N)}_{i_1,i_2,..,i_N} = \frac{\partial^N G}{\partial y_{i_1}\partial y_{i_2}...\partial y_{i_N}}. \quad (1.3)$$

Производные в (1.3) берутся по координатам точки, в которой расположен источник.

Функция Грина полупространства ограниченного локально реагирующей поверхностью можно записать в виде [2]:

$$G = G_0 + G_1,\ G_0 = \frac{e^{ik_1 r_1}}{4\pi r_1}, \quad (1.4)$$

$$G_1 = \frac{ik_1}{8\pi}\int_\gamma H_0^{(1)}(k_1 r\sin\alpha)e^{ik_1(x_2+y_2)\cos\alpha}\times \quad (1.5)$$
$$\times\,\Gamma(\alpha)\sin\alpha\, d\alpha$$

где $\Gamma(\alpha) = \dfrac{\cos\alpha-\beta}{\cos\alpha+\beta}$ - коэффициент отражения плоских волн, $H_0^{(1)}(k_1 r\sin\alpha)$ - функция Ганкеля 1-го рода нулевого порядка, γ - контур интегрирования.

Таким образом, звуковые поля мультипольных источников вблизи локально реагирующей поверхности находятся последовательным дифференцированием поля монополя по соответствующим направлениям.

Таким же путем можно найти и асимптотику поля мультиполя. Однако при этом следует иметь в виду, что найденные таким образом асимптотики звуковых полей мультипольных источников могут быть недостаточно точными из-за неточности асимптотики поля монополя. Поэтому для асимптотической оценки в дальнейшем будем использовать точные интегральные представления звуковых полей мультипольных источников, которые находятся из соотношений (1.3) - (1.5). Перепишем (1.5) в виде:

$$G_1 = \frac{ik_1}{8\pi}\int_\gamma F_{00}(\alpha)e^{ik_1 r_2\cos(\alpha-\theta)}d\alpha,$$

$$F_{00}(\alpha) = \Gamma(\alpha)\sin\alpha H_0^{(1)}(k_1 r\sin\alpha)\times \quad (1.6)$$
$$\times e^{-k_1 r\sin\alpha},$$

где θ - угол падения звуковой волны на поверхность.

Рассмотрим новый контур интегрирования γ', который является КНС. Перейдем в интеграле от контура γ к γ'. При деформации контура γ в γ' могут пересекаться особые точки подынтегрального выражения (1.6). Особой точкой $\Gamma(\alpha)$ является полюс, который пересекается при деформации контура γ в γ', если $\theta \rangle\rangle \theta_P$. Поэтому контурный интеграл в (1.6) можно представить в виде:

$$G_1 = \frac{ik_1}{8\pi}\int_\gamma F_{00}(\alpha)e^{ik_1 r_2\cos(\alpha-\theta)}d\alpha + U(\theta-\theta_P)\varphi^{(0)},$$

$$\varphi^{(0)} = -\frac{k_1\beta}{2}H_0^{(1)}(k_1 r\sqrt{1-\beta})e^{-ik_1\beta(x_2+y_2)}, \quad (1.7)$$

где U(x) – означает ступенчатую функцию:

$$U(x) = \begin{cases} 1, \text{если } x \rangle 0 \\ \dfrac{1}{2}, \text{если } x = 0 \\ 0, \text{если } x \langle 0 \end{cases}$$

Следовательно, соотношение: $P_d^{(0)} = U(\theta-\theta_P)\varphi^{(0)}$, образует дискретный спектр монополя. Выражение

$$P_n^{(0)} = \frac{e^{ik_1 r_1}}{4\pi r_1} + \frac{i k_1}{8\pi}\int_{\gamma'} F_{00}(\alpha) e^{ik_1 r_2 cos(\alpha-\theta)} d\alpha, \quad (1.8)$$

формирует непрерывный спектр. Так как

$$G = P_n^{(0)} + P_d^{(0)}, \quad (1.9)$$

то из (1.3), (1.9) находим:

$$P^{(N)}_{i_1,i_2,\ldots,i_N} = P^{(N)}_{n_{i_1,\ldots,i_N}} + P^{(N)}_{d_{i_1,\ldots,i_N}},$$

где

$$P^{(N)}_{n_{i_1,\ldots,i_N}} = \frac{\partial^N P_n^{(0)}}{\partial y_{i_1}\partial y_{i_2}\ldots\partial y_{i_N}};$$
$$P^{(N)}_{d i_1,\ldots,i_N} = \frac{\partial^N P_d^{(0)}}{\partial y_{i_1}\partial y_{i_2}\ldots\partial y_{i_N}} \quad (1.10)$$

описывают непрерывный и дискретный спектры звукового поля мультипольного источника N-порядка вблизи локально реагирующей поверхности.

Рассмотрим дискретный спектр поля мультиполя:

$$P^{(0)}_{d_{i_1,i_2,\ldots,i_N}} = U(\theta-\theta_P)\frac{\partial^N \varphi^{(0)}}{\partial y_{i_1}\partial y_{i_2}\ldots\partial y_{i_N}}, \quad (1.11)$$

который определяется нормальными волнами (НВ). Согласно (1.11) НВ возбуждается при выполнении условия $\theta \geq \theta_P$. В другой форме условие возбуждения НВ можно записать в виде:

$$\beta_2 \langle -\frac{(1+\beta_1 cos\theta)(\beta_1 + cos\theta)}{sin\theta\sqrt{1+2\beta_1 cos\theta+\beta_1^2}}, \quad \beta = \beta_1 + i\beta_2.$$

Откуда следует, что НВ мультипольных источников возбуждаются только вблизи поверхности упругого типа. Соотношения (1.7), (1.11) показывают, что НВ являются цилиндрическими волнами, которые распространяются вдоль плоской границы с фазовой скоростью:

$$C_P = Re\frac{C_1}{\sqrt{1-\beta^2}}, \quad (1.12)$$

зависящей от акустических свойств импедансной поверхности. Согласно классификации принятой в [2] НВ у которых фазовые скорости C_P меньше скорости звука в атмосфере C_1 принадлежит к типу "замедленных" поверхностных волн (ПВ), при $C_P \rangle C_1$ к типу "вытекающих" ПВ. Поскольку в случае существования НВ $Im\beta \langle 0$ и всегда предполагается $Re\beta \geq 0, mo\, C_P \langle C_1$. Поэтому НВ возбуждаемые мультипольными источниками вблизи упругой границы принадлежат к типу "замедленных" ПВ и экспоненциально затухают как с увеличением расстояния от источника, так и с удалением от плоской границы. Так как ПВ мультипольных источников находятся последовательным дифференцированием ПВ монополя по соответствующим направлениям, то ПВ мультиполя не равна ПВ монополя умноженной на характеристику направленности.

Рассмотрим непрерывный спектр звукового поля мультипольного источника N-порядка. При подстановке (1.8) в (1.10) получаем интегралы типа:

$$I'_{nm} = \int_{\gamma'} F_{nm}(\alpha) e^{ik_1 r_2 cos(\alpha-\theta)} d\alpha, \quad (1.13)$$

где

$$F_{nm} = \Gamma(\alpha) cos^m\alpha sin^{n+1}\alpha H_n^{(1)}(k_1 r sin\alpha) e^{-ik_1 r sin\alpha}$$

Точно через известные специальные функции интеграл (1.13) не выражается, поэтому необходимы асимптотические оценки этого интеграла. При $k_1 r_2 \rangle\rangle 1$ вид интеграла (1.13) удобен для отыскания асимптотического разложения стандартным методом перевала. Равномерное асимптотическое приближение имеет вид:

$$I'_{nm} = (-i)^n \frac{2}{ik_1} sin^n\theta cos^m\theta \frac{e^{ik_1 r_2}}{r_2}\left\{\Gamma(\theta) + \right.$$
$$+\frac{1}{i k_1 r_2}\left[\Gamma(\theta) S_{nm} - \frac{2\beta(1+\beta cos\theta)}{(cos\theta+\beta)^3} - \right.$$
$$\left.\left. -\frac{2\beta\left(n\cos^2\theta - m\sin^2\theta\right)}{\cos\theta(\cos\theta+\beta)^2}\right] + .. + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^j}\right]\right\}, \quad (1.14)$$

где

$$S_{nm} = \frac{m(m-1)}{2} tg^2\theta - \frac{n(n+1)}{2} - m(n+1).$$

Хотя асимптотическое выражение (1.14) остается справедливым при $k_1 r_2 \to \infty$ и при любых значениях $cos\theta \neq \beta$, но близость полюса к седловой точке сказывается на точности приближения при больших фиксированных значениях $k_1 r_2$. Если по-

люс приближается к седловой точке, то радиус сходимости ряда (1.14) стремится к нулю. В этом случае разложение (1.14) становится неприменимым, поскольку ошибка, вносимая при использовании только первых членов разложения, оказывается большой.

2. Асимптотическое представление звуковых полей мультипольных источников N-порядка

Модифицированный метод перевала позволяет получить равномерную асимптотическую оценку интеграла I_{nm}.

Воспользовавшись соотношением для I_{nm} [3] находим равномерные асимптотические представления звуковых полей дипольных и квадрупольных источников вблизи локально реагирующей поверхности:

$$P_j^{(1)} = P_{\Gamma j}^1 - ik_1 \frac{\partial r_2}{\partial y_j} \frac{e^{ik_1 r}}{4\pi r_2} \times$$

$$\times\left\{A(\tau)b_{10} + \frac{2\beta}{ir_1 r_2}(L - B\cos\theta) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\right\}, \quad (2.1)$$

$$P_2^{(1)} = P_{\Gamma 2} - ik_1 \frac{\partial r_2}{\partial y_2} \frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2} \times$$

$$\times\left\{A(\tau)b_{01} + \frac{2\beta}{ik_1 r_2}\left(L - B\frac{\sin^2\theta}{\cos\theta}\right) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\right\}, \quad (2.2)$$

$$P_{22}^{(2)} = P_{\Gamma 22}^{(2)} + k_1^2\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_2}\right)^2 \frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2} \times$$

$$\times\left\{A(\tau)b_{02} + \frac{2\beta}{ik_1 r_2}\left(L - 2B\frac{\sin^2\theta}{\cos\theta}\right) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\right\}, \quad (2.3)$$

$$P_{j2}^{(2)} = P_{\Gamma j2}^{(2)} + k_1^2\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_j}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_2}\right)\frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2}\{A(\tau)b_{11} +$$

$$+ \frac{2\beta}{ik_1 r_2}\left(L + B\frac{\cos 2\theta}{\cos\theta}\right) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\Bigg\}, \quad (2.4)$$

$$P_{13}^{(2)} = P_{\Gamma 13}^{(2)} + k_1^2\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_1}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_3}\right)\frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2}\{A(\tau)\times$$

$$+\left(b_{20} - \frac{b_{10}}{k_1^2 r_2}\right) + \frac{2\beta}{ik_1 r_2}(L + 2B\cos\theta) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\Bigg\}, \quad (2.5)$$

$$P_{ij}^{(2)} = P_{\Gamma ji}^{(2)} + k_1^2\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_j}\right)^2 \frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2} \times$$

$$\times\left\{A(\tau)\left[b_{20} - \frac{b_{10}}{k_1^2 r}\left(\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_j}\right)^2 - 1\right)\right]\right\} +$$

$$+ \frac{2\beta}{ik_1 r_2}(L + 2B\cos\theta) + O\left[\frac{1}{(ik_1 r_2)^2}\right]\Bigg\}, \quad (2.6)$$

где

$$P_{\Gamma n}^{(1)} = ik_1 \frac{\partial r_1}{\partial y_n} \Phi_n^{(1)}(r_1) \frac{e^{ik_1 r_1}}{4\pi r_1} +$$

$$+ ik_1 \frac{\partial r_2}{\partial y_n} \Phi_n^{(1)}(r_2)\Gamma(\theta)\frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2};$$

$$B = (\cos\theta + \beta)^{-2};$$

$$P_{\Gamma nl}^{(2)} = -k_1^2\left(\frac{\partial r_1}{\partial y_n}\right)\left(\frac{\partial r_1}{\partial y_l}\right)\Phi_{nl}^{(2)}(r_1)\frac{e^{ik_1 r_1}}{4\pi r_1} -$$

$$- k_1^2\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_n}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_l}\right)\Phi_{nl}^{(2)}(r_2)\Gamma(\theta)\frac{e^{ik_1 r_2}}{4\pi r_2};$$

$$A(\tau) = \frac{1}{\tau}\left[F(\tau) - \frac{1}{e\tau^2}\right];$$

$$F(\tau) = 1 - \sqrt{\pi}\tau e^{\tau^2} erfc(\tau);$$

$$L = \frac{1 + \beta\cos\theta}{(\cos\theta + \beta)^3};$$

$$\Phi_n^{(1)} = \left(1 - \frac{1}{ik_1 r}\right); \Phi_{nl}^{(2)} = \left(1 - \frac{3}{ik_1 r} + \right);$$

$$\Phi_{nl}^{(2)} = \left(1 - \frac{3}{ik_1 r} + \frac{3}{(ik_1 r)^2} + \delta_{nl}\times\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{\partial r}{\partial y_n}\right)^{-1}\left(\frac{\partial r}{\partial y_l}\right)^{-1}\left[\frac{1}{ik_2 r} - \frac{1}{(ik_1 r)}\right]\right); \; n,l = 1,2,3.$$

Соотношения (2.1) – (2.6) описывают звуковые поля дипольных и квадрупольных источников во всех характерных для этой задачи областях изменения геометрических параметров и импеданса поверхности (из рассмотрения исключается случай, когда источник и приемник находятся вблизи импедансной поверхности на ма-

лом расстоянии друг от друга). Аналогично (2.1) – (2.6) нетрудно получить равномерные асимптотические представления звуковых полей мультипольных источников любого порядка. Для этого необходимо использовать точные выражения (1.3) – (1.5) и равномерные асимптотические приближения интегралов I_{nm}. Следует отметить, что полученные таким образом равномерные асимптотики содержат непрерывные и дискретные спектры звуковых полей мультипольных источников.

3. Исследование звуковых полей дипольных и квадрупольных источников

Принимая во внимание, что многие направленные источники звука имеют дипольную и квадрупольную структуру, проведем анализ поведения звуковых полей мультипольных источников первого и второго порядка вблизи локально реагирующей поверхности. Исследование поведения звуковых полей дипольных и квадрупольных источников начнем с рассмотрения численного расстояния τ. При больших значениях численного расстояния из (2.1) – (2.6) находим:

$$P_j^{(1)} = P_{\Gamma j}^{(1)} - \beta(L + B\cos\theta)\left[\frac{\partial r_i}{\partial y_j}\right]\frac{e^{ik_1 r_2}}{2\pi r_2^2} + $$

$$+ U(-\mathrm{Re}\tau)\frac{\partial r}{\partial y_j}\frac{k_1^2 B}{2}(1-\beta^2)^{1/2}K_1 \quad , \qquad (3.1)$$

$$P_2^{(1)} = P_{\Gamma 2}^{(1)} - \beta\left(L - B\frac{\sin^2\theta}{\cos\theta}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_2}\right)\times$$

$$\times\frac{e^{ik_1 r_2}}{2\pi r_2^2} + U(-\mathrm{Re}\,\tau)\frac{ik_1^2\beta^2}{2}K_0 , \qquad (3.2)$$

$$P_{22}^{(2)} = P_{\Gamma 22}^{(2)} - ik_1\beta\left(L - 2B\frac{\sin^2\theta}{\cos\theta}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_2}\right)^2\times$$

$$\times\frac{e^{ik_1 r_2}}{2\pi r_2^2} + U(-\mathrm{Re}\,\tau)\frac{k_1^3\beta^3}{2}K_0 , \qquad (3.3)$$

$$P_{j2}^{(2)} = P_{\Gamma j2}^{(2)} - ik_1\beta\left(L + B\frac{\cos 2\theta}{\cos\theta}\right)\times$$

$$\times\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_j}\right)\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_2}\right)\frac{e^{ik_2 r_2}}{2\pi r_2^2} -$$

$$- U(-\mathrm{Re}\tau)\left(\frac{\partial r}{\partial y_j}\right)\frac{ik_1^3\beta^2}{2}(1-\beta^2)^{1/2}K_1 , \qquad (3.4)$$

$$P_{13}^{(2)} = P_{\Gamma 13}^{(2)} - ik_1\beta(L + 2B\cos\theta)\times$$

$$\times\frac{\partial r_2}{\partial y_1}\frac{\partial r_2}{\partial y_3}\frac{e^{ik_1 r_2}}{2\pi r_2^2} - U(-\mathrm{Re}\,\tau)\left(\frac{\partial r}{\partial y_1}\right)\times$$

$$\times\left(\frac{\partial r}{\partial y_3}\right)\frac{k_1^2\beta}{2}(1-\beta^2)^{1/2}\left[k_1(1-\beta^2)^{1/2}K_2 + \frac{1}{r}K_1\right], \qquad (3.5)$$

$$P_{jj}^{(2)} = P_{\Gamma jj}^{(2)} - ik_1\beta(L + 2B\cos\theta)\times$$

$$\times\left(\frac{\partial r_2}{\partial y_j}\right)^2\frac{e^{ik_1 r_2}}{2\pi r_2^2} - U(-\mathrm{Re}\tau)\frac{k_1^2\beta}{2}(1-\beta^2)^{1/2}\times$$

$$\times\left(\frac{\partial r}{\partial y_j}\right)^2\left\{k_1(1-\beta^2)^{1/2}K_2 - \frac{1}{r}\left[1-\left(\frac{\partial r}{\partial y_j}\right)^2\right]K_1\right\}, \qquad (3.6)$$

где

$$K_n = H_n^{(1)}\left(k_1 r\sqrt{1-\beta^2}\right)e^{-ik_1\beta(x_2+y_2)};$$

$n = 0,1,2$.

4. Заключение

Из выражений (3.1) – (3.6) вытекает:

1. Звуковые поля мультипольных источников первого и второго порядка при больших численных расстояниях состоят из суперпозиции геометрических полей, дифракционных полей, которые соответствуют вторым членам в правых частях (3.1) – (3.6) и поверхностных волн. Последние члены в правых частях (3.1) – (3.6) есть дискретные спектры, которые определяют ПВ диполей и квадруполей вблизи упругой границы.

2. Когда источник и приемник достаточно удалены от поверхности так, что выполняется соотношение $k_1 r_2 \cos^2\theta \rangle\rangle 1$, то звуковые поля диполей и квадруполей определяются геометрическими полями.

3. Когда источник и приемник находятся вблизи податливой поверхности, на больших расстояниях друг от друга, так, что выполняются условие $k_1 r_2 \cos^2\theta \langle\langle 1, |\beta|^2 k_1 r_2 \rangle\rangle 1$, звуковые поля

дипольных и квадрупольных источников полностью определяется дифракционными явлениями.

4. Если ПВ вблизи импедансных границ малы или не возбуждаются вовсе. Звуковые поля в этом случае убывают с расстоянием по закону r^{-2} и вблизи импедансной поверхности наблюдается избыточное ослабление.

5. При умеренных значениях численного растояния, звуковое поле дипольных и квадрупольных источников состоит из суперпозиции геометрических и дифракционных полей.

Список использованных источников

[1] Скучик Е. Основы акустики [пер. с английского, под ред. Л.М. Лямшева]. М.: Мир, 1976. Т.1. 520 с.

[2] Бреховских Л.М. Волны в слоистых средах. М.: АН СССР, 1957. 501 с.

[3] Особенности модели звукового поля реактивной струи вблизи поверхности земли / И.С. Загузов, В.Н. Калабухов, А. Ф. Федечев // XXIV Российская школа по проблемам науки и технологий, посвященная 80-летию со дня рождения академика В.П. Макеева. Краткие сообщения. Екатеринбург: Уро РАН, 2004. С. 92 – 94.

FEATURES OF MODELING OF NOISE OF THE JET ENGINE IN THE PRESENSE OF REFLECTING SURFACE

Vadim N. Kalabukhov

Samara State University
Ak. Pavlova st., 1, Samara, 443011,
Russian Federation
kalabyhov@mail.ru

Modern aircraft jet engine is a very complex sound source. In this work, the engine is modeled as directional radiator that is located near the reflective surface. Emitter itself is considered in terms of spherical harmonics, and its orientation is characterized by an infinite set of multipole moments. In work the analysis of acoustic field multipole sources of first and second orders. Found that near the surface of inelastic type of sound field longitudinal quadrupoles in a minimal radiation decreases by law other than law monopole. For surface elastic type when excited surface waves, sound field, dipole and quadrupole in the direction of maximum radiation is decreasing with cylindrical law and there is an increasing sound near flat surface. The work deals the study of the influence of the acoustic poroperties of the surface on the peak directivity multipole sources.

Key words: *Jet engine; directed emitter; the sources of noise; surface waves; dipole; quadrupole; elastic surface; amplitude characteristics*

References

[1] Skudrzyk E. *The foundations of acoustics. Basic mathematics and basic acoustics.* Springer – Verlag, Wien, New York, 1971 (Russ. ed: Skuchik E., *Osnovy akustiki.* Moscow, MIR Publ., V. 1, 1976, 520 p.)

[2] Brekhovskikh L.M. *Volny v sloistykh sredakh* [Wawes in layered media]. Moscow, AN SSSR, 1957. 501 p.

[3] Zaguzov I.S, Kalabukhov V.N., Fedechev A.F. Osobennosti modeli zvukovogo polya reaktivnoy strui vblizi poverkhnosti zemli [Features of the model jet sound field near the earth's surface]. . *Kratkie soobshcheniya. XXIV Rossiyskaya shkola po problemam nauki I tekhnologiy, posvyashchennaya 80 – letiya so dnya rozhdeniya akademika V.P.Makeeva* [Short communications. XXIV Russian school on problems of science and technology, dedicated to the 80th anniversary from the birthday of academician V.P. Makeev]. Ekaterinburg: Uro RAN, 2004, pp. 92 – 94.

УДК 519.876.5;621.5;621.22

Ю.М. Тимофеев,
Е.М. Халатов

КБ «Арматура» – филиал ФГУП «ГКНПЦ имени М.В. Хруничева»,
ул. Социалистическая, 22
г. Ковров, Владимирская обл.,
Российская Федерация,
601909
kba@kc.ru
timasp@inbox.ru

ПОДХОД К ОПИСАНИЮ ПОЛОСТЕЙ С РАБОЧЕЙ СРЕДОЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРО- И ПНЕВМОСИСТЕМ

Рассматриваются существующие способы математического описания процессов в полостях с рабочей средой. Описывается подход к формированию математического описания, наиболее полно отражающего исследуемые процессы. Приводятся математические модели различных типов полостей, а также результаты моделирования работы гидро- и пневмопривода.

***Ключевые слова**: математическое описание, процессы в полостях, рабочая среда, моделирование, гидро- и пневмопривод*

Существующие способы математического описания полостей с рабочей средой, используемого для моделирования гидро- и пневмосистем, основаны на преобразования системы четырех уравнений, представляющих собой законы сохранения энергии и массы, калорическое и термическое уравнения состояния рабочей среды в полости. Для полости с жидкостью преобразование проводится на основе только двух уравнений – закона сохранения массы, и термического уравнения состояния, записанного в виде связи давления и плотности через модуль объемной упругости. Модуль объемной упругости при этом является функцией давления, температуры и вида процесса. Для полости с газом преобразование проводится на основе выбранного термического уравнения состояния. При этом калорическое уравнение состояния выводится на основе термического.

Существующие способы описания имеют следующие недостатки.

Для гидравлических систем отказ от уравнения сохранения энергии приводит к тому, что становится невозможным учитывать тепломообменные процессы, а температуру рабочей среды приходится задавать и считать постоянной в процессе работы системы. Это может привести, например, к некорректному определению расхода рабочей среды через каналы, ввиду фактического температурного изменения свойств рабочей среды. Кроме того, невозможность учета теплообменных процессов и изменения температуры совместно с учетом сжимаемости жидкости через модуль упругости позволяет корректно рассчитывать только изотермические процессы в полости. Корректный расчет адиабатных процессов требует учета изменения температуры для правильного определения модуля упругости. Для других видов процессов в полости расчет невозможен в виду отсутствия в литературе данных о значениях модуля упругости для этих процессов.

Для пневматических систем существующий способ предполагает жесткую привязку к принятому термическому уравнению состояния, каждое из которых справедливо только в определенном диапазоне давления и температуры. Немаловажным также является тот факт, что провести требуемое преобразование исходной системы уравнений удается только для ограниченного ряда термических уравнений состояния, т.к. наиболее точные из них являются достаточно сложными.

Рассматриваются существующие способы математического описания процессов в полостях с рабочей средой. Описывается подход к формированию математического описания, имеющего универсальный характер и более полно отражающего исследуемые процессы. Приводятся математические модели некоторых типов полостей, а также результаты моделирования работы гидро- и пневмопривода, проведенного с использованием предлагаемого способа описания.

APPROACH TO DESCRIPTION OF WORKING MEDIUM CHAMBERS FOR SIMULATING HYDRAULIC AND PNEUMATIC SYSTEMS

Yury M. Timofeyev,
Evgeny M. Khalatov

DB «Armatura» – branch of FSUE
«Khrunichev SRPSC»,
Socialisticheskaya, 22
Kovrov, Vladimir region.
601909, Russian Federation,
kba@kc.ru
timasp@inbox.ru

Examines existing methods of mathematical description of the processes in the cavities with fluid. The approach to the formation of a mathematical description that best reflects the processes under study. Mathematical models of different types of cavities, as well as the results of simulation of hydraulic and pneumatic actuator.

Key words: *Mathematical description of the processes in the cavities, the working environment, modeling, hydraulic and pneumatic*

УДК 629.11

РАНЖИРОВАНИЕ УРОВНЯ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.В. Краснов

Тольяттинский государственный университет
ул. Белорусская, 14,
г. Тольятти,
Российская Федерация,
445667
kaw@ya.ru

Ужесточение законодательных требований, регламентирующих уровни шума в пассажирских помещениях легковых автомобилей, а также условия конкурентной борьбы на рынке, актуализируют задачу ускоренной разработки и внедрения в производство шумопонижающих мероприятий. В связи с этим, возникает необходимость ранжирования акустической конкурентоспособности вновь разрабатываемых, модернизируемых и реализуемых на рынке легковых автомобилей, а также выявления существующих (достигаемых на практике) резервов по снижению уровней внутреннего шума. В статье представлены результаты исследований на различных нагрузочно-скоростных режимах уровней внутреннего шума более 50 моделей легковых автомобилей 20 отечественных и зарубежных производителей. По результатам исследований определены объективные критерии ранжирования легковых автомобилей по 4 классам акустического комфорта. Предложен к использованию обобщенный оценочный показатель «индекс акустического комфорта», рассчитываемый с учетом замеренных значений уровней внутреннего шума и весомости каждого из оцениваемых режимов испытаний.

***Ключевые слова**: легковой автомобиль; акустический комфорт; уровень внутреннего шума; законодательные требования; ранжирование; шумопонижающие мероприятия; объективные критерии; конкурентоспособность*

1 Введение

Ужесточение законодательных требований (ГОСТ Р 51616 [1], технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [2]), регламентирующих уровни шума в пассажирских помещениях легковых автомобилей (уровней внутреннего шума), а также условия конкурентной борьбы, актуализируют задачу ускоренной разработки и внедрения в производство шумопонижающих мероприятий. В связи с этим, возникает необходимость ранжирования акустической конкурентоспособности вновь разрабатываемых, модернизируемых и реализуемых на рынке легковых автомобилей, а также выявления существующих (достигаемых на практике) резервов по снижению уровней внутреннего шума. Поставленная задача может быть решена выработкой обобщенных оценочных показателей, определяющих индекс акустического комфорта легковых автомобилей в ряду аналогов, обладающих общими классификационными признаками, функциональным назначением, сопоставимыми масштабами производства и продаж.

2 Методы исследований

Определение акустической конкурентоспособности легковых автомобилей выполнялось по результатам экспериментальных акустических исследований на различных нагрузочно-скоростных режимах более 50 моделей легковых автомобилей 20 отечественных и зарубежных производителей, реализуемых на территории РФ в период 1996…2013 г. Все исследованные образцы легковых автомобилей относились к категории М1 по ГОСТ Р 52051 [3], при этом 5% от общего количества исследованных образцов были представлены автомобилями, приводимыми в движение с помощью электродвигателя или гибридной силовой установки, 14 % - представлены полноприводными автомобилями.

Измерения уровней внутреннего шума легковых автомобилей проводились в дорожных условиях на дорогах общего пользования, содержащих прямолинейные (сухие, гладкие и чистые) участки с асфальтобетонным покрытием, соответствующих требованиям ГОСТ Р 51616 [1]. На расстоя-

нии 20 м от продольной оси измерительного участка отсутствовали крупные звукоотражающие объекты. Измерения уровней внутреннего шума проводились в плоскости продольной оси автомобиля на уровне органов слуха водителя и переднего пассажира (точка Б по ГОСТ Р 51616 [1]) и на уровне органов слуха задних пассажиров (точка А по ГОСТ Р 51616 [1]). Измерительный микрофон в контрольной точке Б был смещен от оси симметрии сидения водителя на 0,2 м в направлении центральной продольной оси автомобиля. Расстояние от измерительного микрофона до близлежащих стенок ограждающих поверхностей пассажирского помещения или тела испытателя, проводящего измерения, составляло более 0,15 м. Измерительные микрофоны располагались горизонтально, а их оси максимальной чувствительности ориентировались в направлении движения автомобиля.

Измерения уровней внутреннего шума проводились на следующих режимах:

- движение с интенсивным разгоном;
- движение с постоянными скоростями;
- неподвижный автомобиль, двигатель работает на оборотах холостого хода, включена климатическая (отопительно-вентиляционная) установка.

При измерениях уровней внутреннего шума на режиме интенсивного разгона автомобиля, оборудованного механической коробкой передач (имеющей ручное управление), включалась наиболее высокая передача, обеспечивающая движение легкового автомобиля со скоростью, не превышающей 120 км/ч при частоте вращения коленчатого вала двигателя, равной 90 % его режима максимальной мощности. Испытания проводились на выбранной передаче, начиная со скорости (частоты вращения коленчатого вала двигателя), соответствующей 45 % скоростного режима максимальной мощности двигателя и заканчивая на скорости, соответствующей 90 % скоростного режима максимальной мощности.

Измерение уровней внутреннего шума при движении с постоянной скоростью проводились на высшей передаче в диапазоне скоростей, начиная с 60 км/ч или 40 % максимальной скорости легкового автомобиля до скорости, соответствующей 80 % максимальной, но не более 120 км/ч. В каждой точке измерения на каждом скоростном режиме регистрировалось среднее значение уровней шума в интервале времени продолжительностью 10 с. Режимы испытаний автомобилей, оборудованных автоматической коробкой передач, и автомобилей, приводимых в движение с помощью электродвигателя, имели некоторые особенности [1].

Измерение уровней шума климатических (отопительно-вентиляционных) установок проводились на неподвижном автомобиле при работе двигателя на минимальной частоте вращения холостого хода. Климатическая (отопительно-вентиляционная) установка работала на режиме максимальной производительности.

3 Результаты исследований

Как показали результаты проведенных испытаний (рисунки 1…4), общие уровни внутреннего шума исследованных образцов легковых автомобилей, соответствовали требованиям ГОСТ Р 51616 (ГОСТ 27435 до 2001 г.) на период их реализации и находились в следующих диапазонах:

- 66,2…82,0 дБА – на режиме движения с интенсивным разгоном;
- 59,1…77,2 дБА – на режимах движения с постоянными скоростями;
- 63,3…73,9 дБА – при работе климатической (или отопительно-вентиляционной установки) на неподвижном автомобиле.

На основе анализа массива значений общих уровней внутреннего шума исследованных образцов легковых автомобилей, было выполнено ранжирование акустического комфорта в их пассажирских помещениях на каждом исследованном нагрузочно-скоростном режиме.

В полученном массиве данных были определены значения математического ожидания $M(X)$, значения верхней $+X$ и нижней $-X$ границ доверительного интервала распределения общих уровней внутреннего шума L_{Σ}, согласно выражениям (1) и (2).

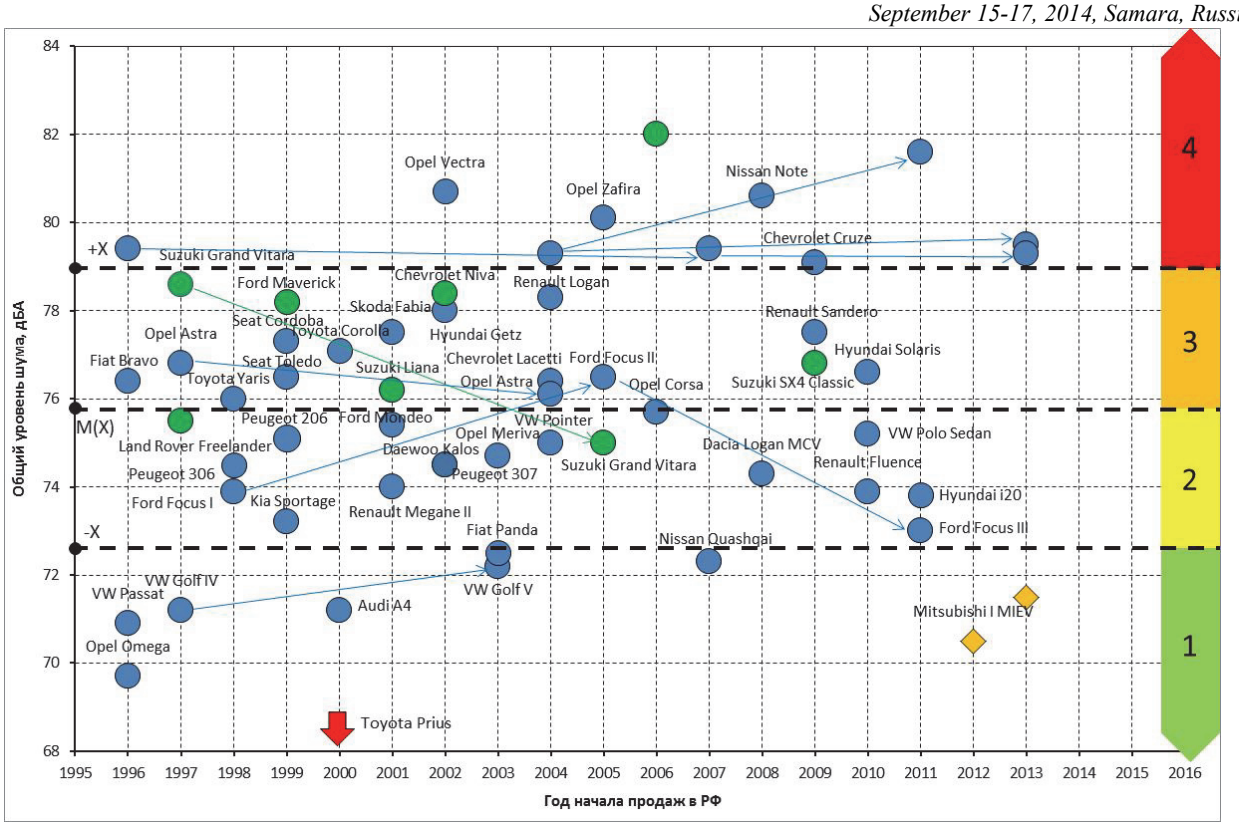


Рисунок 1. Общие уровни внутреннего шума легковых автомобилей, зарегистрированные на режиме движения с интенсивным разгоном

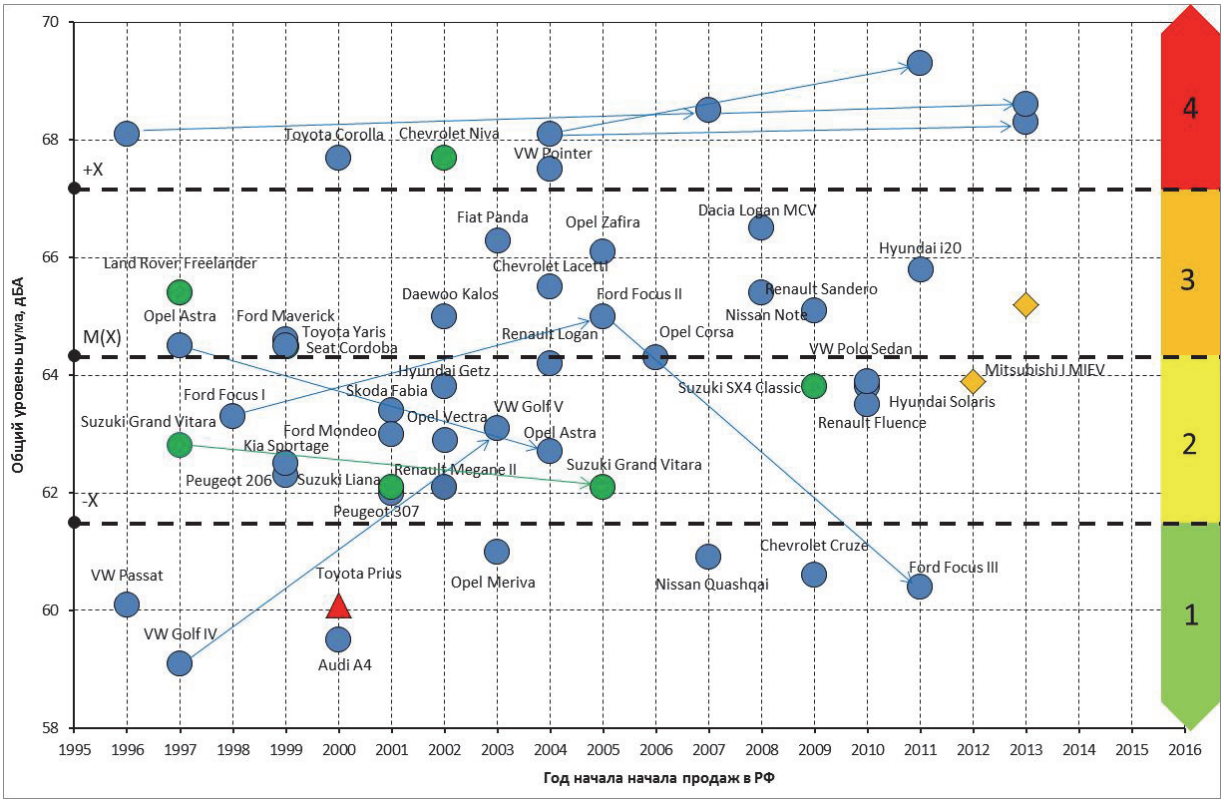


Рисунок 2. Общие уровни внутреннего шума легковых автомобилей, зарегистрированные на режиме движения с постоянной скоростью 60 км/ч

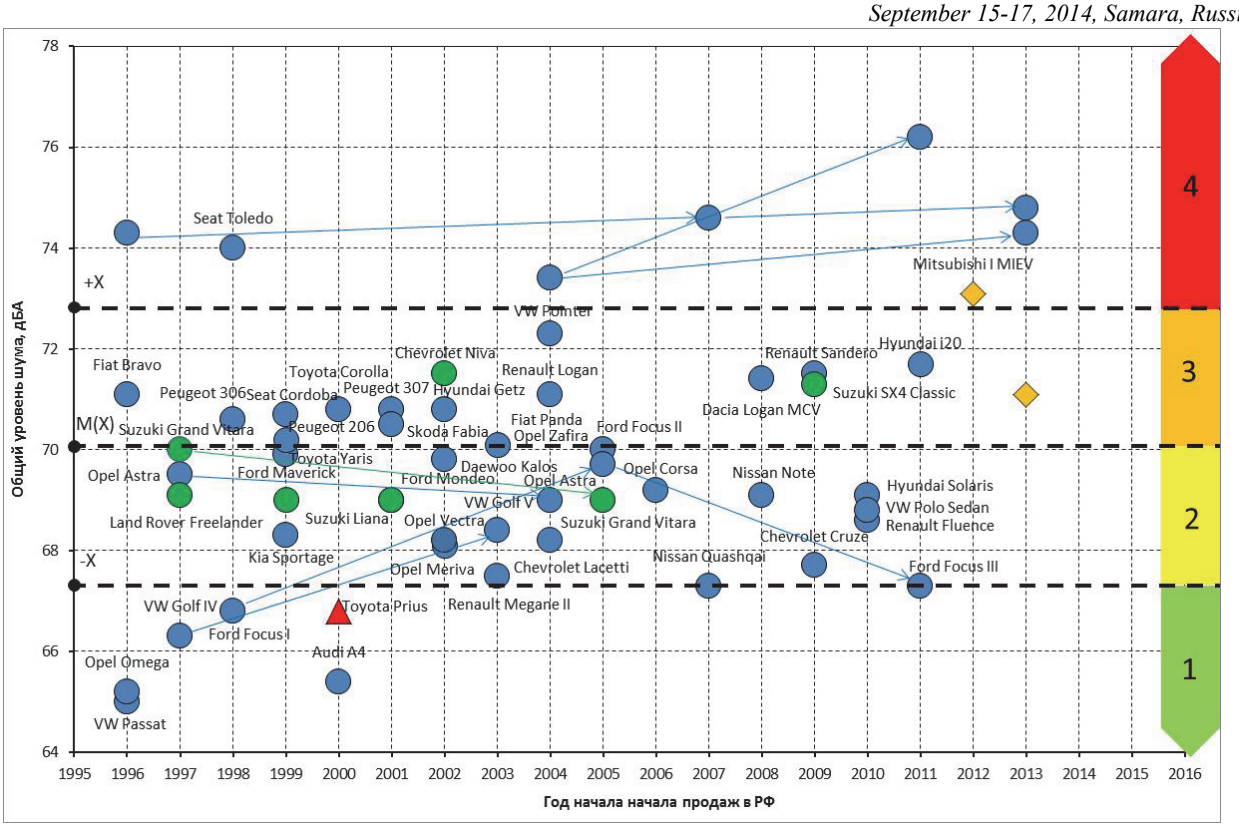


Рисунок 3. Общие уровни внутреннего шума легковых автомобилей,
зарегистрированные на режиме движения с постоянной скоростью 100 км/ч

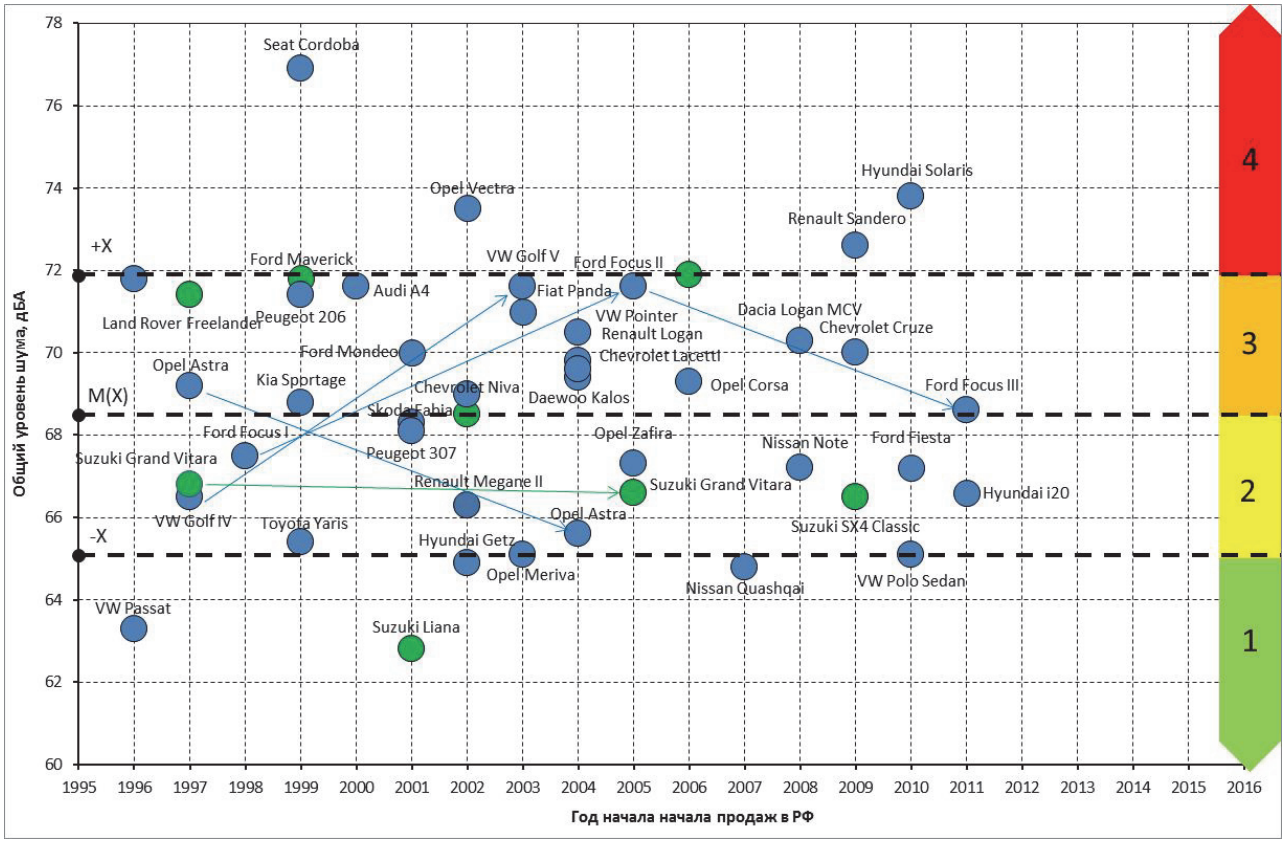


Рисунок 4. Общие уровни внутреннего шума легковых автомобилей,
зарегистрированные при работе климатической (отопительно-вентиляционной) установки

$$M(X)=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}L_{\Sigma i}=\frac{1}{n}\left(L_{\Sigma 1}+...+L_{\Sigma n}\right), \text{ дБА (1)}$$

где $L_{\Sigma i}$ – значение общего уровня внутреннего шума *i*-ой модели автомобиля, дБА; *n* – общее количество исследуемых автомобилей, шт.

$$X=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(L_{\Sigma i}-M(X)\right)^{2}}\text{ , дБА .} \qquad (2)$$

Уровень акустического комфорта на заданном режиме испытаний характеризовался четырьмя категориями:

- категория 1 с экстра-высоким уровнем, при $L_\Sigma < -X$;
- категория 2 с высоким уровнем, при $-X \le L_\Sigma < M(X)$;
- категория 3 со средним уровнем, при $M(X) \le L_\Sigma < +X$;
- категория 4 с низким уровнем, при $L_\Sigma \ge +X$.

Результаты дорожных акустических испытаний свидетельствуют о весьма существенном изменении значений математического ожидания *M(X)* равных 64,3…75,8 дБА, вызванном соответствующим изменением нагрузочно-скоростного режима испытаний. При этом значения доверительных интервалов *X* составляют 2,3…3,4 дБА. Следует отметить, что 44…50 % исследованных образцов легковых автомобилей соответствуют критериям экстра-высокого (категория 1) и высокого (категория 2) уровней акустического комфорта, 24…32 % - соответствуют критериям среднего (категория 3) уровня акустического комфорта, 13…19 % - соответствуют критериям низкого (категория 4) уровня акустического комфорта. Отмечается также изменение категорий акустического комфорта исследованных автомобилей на различных нагрузочно-скоростных режимах, вызывая тем самым трудности их ранжирования.

Обобщенная объективная оценка уровня акустического комфорта в пассажирских помещениях исследованных автомобилей выполнялась на основе показателя «индекс акустического комфорта» I_{AC}, рассчитываемого согласно выражению:

$$I_{AC}=K_W\cdot L_{\Sigma W}+K_C\cdot L_{\Sigma C}+K_H\cdot L_{\Sigma H}\text{ ,} \qquad (3)$$

где $L_{\Sigma W}$ – общий уровень внутреннего шума, зарегистрированный на режиме интенсивного разгона, дБА;

$L_{\Sigma C}$ – приведенный общий уровень внутреннего шума на режиме движения с постоянными скоростями, определяемый в соответствии с выражением (4), дБА;

$L_{\Sigma H}$ – общий уровень внутреннего шума, зарегистрированный при работе климатической (отопительно-вентиляционной) установки, дБА;

K_W = 0,5; K_C = 0,4; K_H = 0,1 – коэффициенты весомости первого уровня.

$$L_{\Sigma C}=k_{0,4}\cdot L_{\Sigma C0,4}+k_{0,5}\cdot L_{\Sigma C0,5}+ \\ +k_{0,6}\cdot L_{\Sigma C0,6}+k_{0,7}\cdot L_{\Sigma C0,7}+k_{0,8}\cdot L_{\Sigma C0,8}\text{ , дБА(4)}$$

где $k_{0,4}$, $k_{0,5}$, $k_{0,6}$, $k_{0,7}$, $k_{0,8}$ – коэффициенты весомости второго уровня для значений общих уровней внутреннего шума $L_{\Sigma C0,4}$, $L_{\Sigma C0,5}$, $L_{\Sigma C0,6}$, $L_{\Sigma C0,7}$, $L_{\Sigma C0,8}$ (дБА) зарегистрированных, соответственно, при движении с постоянными скоростями на высшей передаче коробки передач, равными 40%, 50%, 60%, 70% и 80% (но не более 120 км/ч) максимальной скорости движения легкового автомобиля.

Коэффициенты весомости второго уровня *k* определяются следующим образом:

$$k=0{,}5-\frac{V_C}{300}\text{ .} \qquad (5)$$

V_C – постоянная скорость движения автомобиля, км/ч.

Результаты определения индекса акустического комфорта I_{AC} некоторых образцов исследованных легковых автомобилей представлены на рисунке 5. Как следует из проведенных расчетов, наиболее высоким (экстра) уровнем акустического комфорта обладают модели легковых автомобилей, характеризующиеся значениями I_{AC} > 0,62, высоким - значениями I_{AC} = 0,53…0,62, средним –

значениями I_{AC} = 0,40…0,52, низким – значениями I_{AC} < 0,40.

Номенклатура критериев, определяющих уровень акустического комфорта автомобилей и коэффициенты весомости могут быть дополнены в зависимости от категории автомобиля, области его применения, требований потребителей и появления на рынке новых моделей с улучшенными акустическими качествами. В качестве дополнительных критериев ранжирования могут быть использованы уровни звуковых давлений, зарегистрированные на основной и кратных порядковых гармониках рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания легковых автомобилей, располагающихся в низкочастотной области звукового спектра. Указанные порядковые гармоники в существенной степени отвественны за формирование звукового поля в пассажирском помещении автомобиля и субъективное восприятие шума водителем и пассажирами [4].

4 Заключение

Определенные критерии ранжирования уровня акустического комфорта легковых автомобилей могут быть использованы при оценке конкурентоспособности вновь разрабатываемых и модернизируемых моделей, выявлении резервов снижения уровней шума и разработке шумопонижающих мероприятий, а также учтены при формировании требований по безопасности колесных транспортных средств.

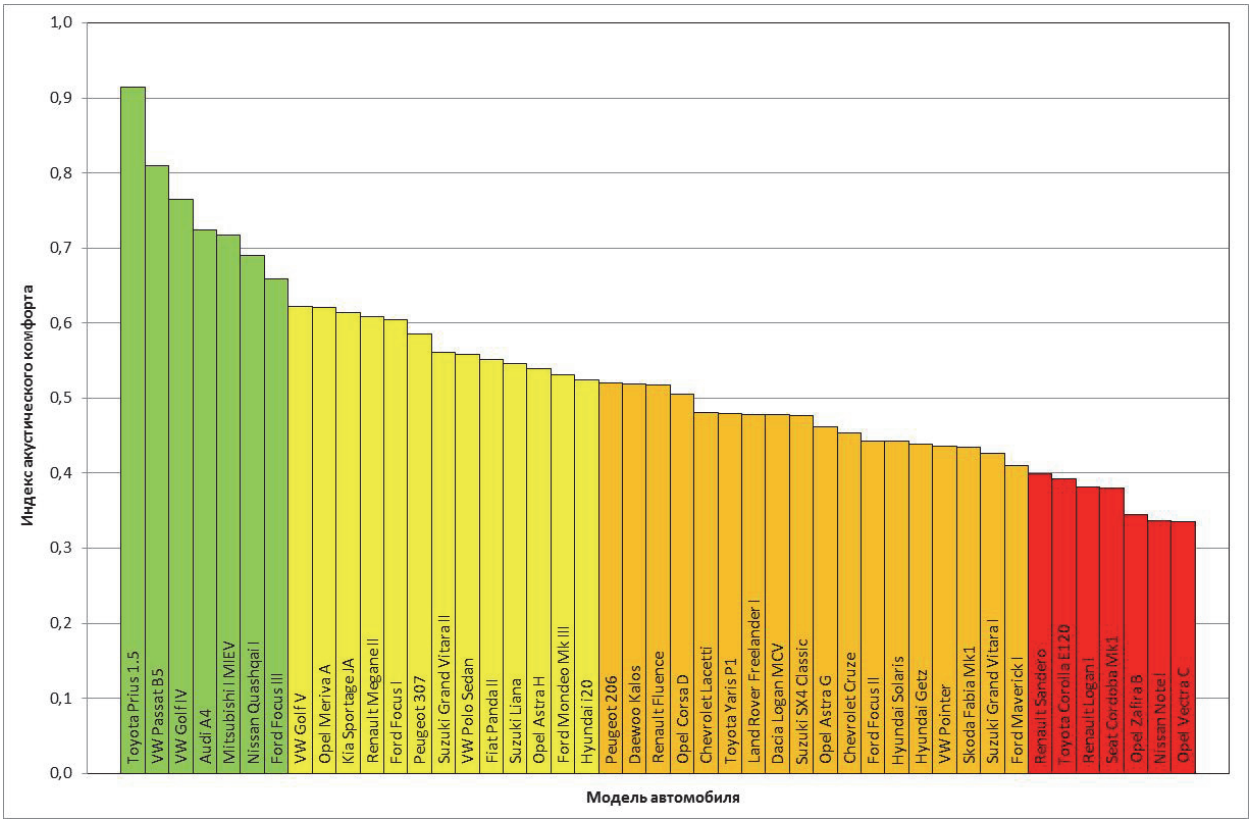


Рисунок 5. Индексы акустического комфорта некоторых образцов легковых автомобилей

Список использованных источников

[1] ГОСТ Р 51616. Автомобильные транспортные средства. Шум внутренний. Допустимые уровни и методы испытаний. М.: Стандартинформ. 2007. 15 с.

[2] Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств. Утвержден Постановлением Правительства РФ от 10.09.2009 г. N 720. – 2009. 246 с.

[3] ГОСТ Р 52051. Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. – М.: Стандартинформ. 2006. 12 с.

[4] Фесина М.И., Малкин И.В., Филин Е.В., Онищенко С.П. Ранжирование акустических качеств автомобильных систем выпуска отработавших газов двигателей // Безопасность в техносфере, 2011. №4(31). С. 40-50.

RANGING AUTOMOTIVE LEVEL OF ACOUSTIC COMFORT

Alexander V. Krasnov

Togliatti State University
Belorusskaya Str., 14 , Togliatti,
445667, Russian Federation
kaw@ya.ru

Tighter regulatory requirements governing the noise levels in passenger spaces of cars, and the conditions of competition in the market, actualize the problem of accelerated development and introduction means of reducing noise. In this connection, it is necessary to rang the newly developed acoustic competitiveness, modernization and sold on the market of passenger cars, as well as to identify existing (achievable in practice) reserves to reduce interior noise levels. The article presents the results of studies on the various load-speed modes of internal noise levels of more than 50 models of cars of 20 domestic and foreign manufacturers. According to the research objective criteria defined ranging cars for 4 classes of acoustic comfort. We propose the use of pooled estimates «acoustic comfort index» is calculated based on the measured values of internal noise levels and weight to each of the evaluated test modes.

Key words: *Passenger car; acoustic comfort; level of internal noise; legal requirements; ranging; means of reducing noise; objective criteria; competitiveness*

References

[1] GOST R 51616. Motor vehicles. Internal noise. Permissible levels and methods of tests – *M.: Standartinform.* – 2007. – 15 p. (in Russian)

[2] Technical Safety Regulations for Wheeled Vehicles. Approved by the Government of the Russian Federation 10.09.2009 г. N 720. – 2009. – 246 p. (in Russian)

[3] GOST R 52051. Power-driven vehicles and trailers. Classification and definitions. – *M.: Standartinform.* – 2006. – 12 p. (in Russian)

[4] Fesina M.I., Malkin I.V., Filin E.V., Onishchenko S.P. Ranging of Acoustic Properties of Automobile Exhaust Systems of Internal Combustion Engines // *Bezopasnost v technosfere* [Security in the Technosphere], 2011. - №4(31). - pp. 40-50. (in Russian)

УДК 621.59

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСА ЖРД

С.Ф. Тимушев,
С.Ю. Федосеев

Московский
авиационный институт
(Национальный исследовательский
университет)
Волоколамское шоссе, д. 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3,
Российская Федерация
125993
irico.harmony@gmail.com

Бустерный насосный агрегат, обеспечивающий требуемый кавитационный запас для работы основного насоса системы питания ЖРД, работает в условиях повышенной виброактивности. Численное моделирование нестационарного течения в бустерном насосном агрегате позволяет проанализировать амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления, генерирующих вибрацию корпуса насоса. По результатам вычислительного эксперимента проанализированы сигналы пульсаций давления на входе и выходе шнекового рабочего колеса, определены их источники.

Ключевые слова: бустерный насосный агрегат; гидродинамическая вибрация; нестационарная вычислительная гидродинамика; спектры пульсаций давления; частота следования лопаток.

1 Введение

Одним из факторов, существенно снижающих надежность и ресурс работы насосного оборудования, является его повышенная виброактивность. Выделяют две основные группы источников возникновения вибрации и шума[1]. К первой группе относят механические источники вибрации. Основными среди них являются дисбаланс ротора, несоосность вала, подшипники. Вторая группа источников характеризуется взаимодействием между перекачиваемой насосом жидкостью и элементами его проточной части. Источники относящиеся ко второй группе принято называть гидродинамическими источниками вибрации. Наиболее часто среди них выделяют: кавитационные процессы, вихреобразование и пульсации давления на лопаточных частотах. В настоящей работе, на примере бустерного насосного агрегата исследуется возможность определения амплитудно-частотных характеристик гидродинамических возмущающих сил, генерирующих вибрацию корпуса насоса.

2 Постановка расчетной задачи

Задача решается методами вычислительной гидродинамики с применением программного комплекса Flow Vision [2]. Для моделирования течения используется трехмерная геометрическая модель статора проточной части бустерного насосного агрегата (Рисунок.1).

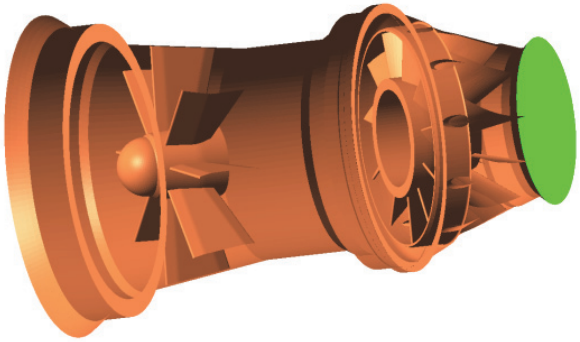


Рисунок 1. Расчетная область (статор)

В геометрической модели статора показаны: восемь пилонов и обтекатель на входе в насос, сопловой аппарат турбины с одиннадцатью соплами, выходной направляющий аппарат с одиннадцатью лопатками и внутренние стенки корпуса насоса. Отдельно в расчетную область импортируется ротор - шнековое колесо с тремя лопастями переменного шага, и задача решается методом «подвижное тело» для моделирования вращения ротора насоса с частотой 5720 об/мин (Рис.2).

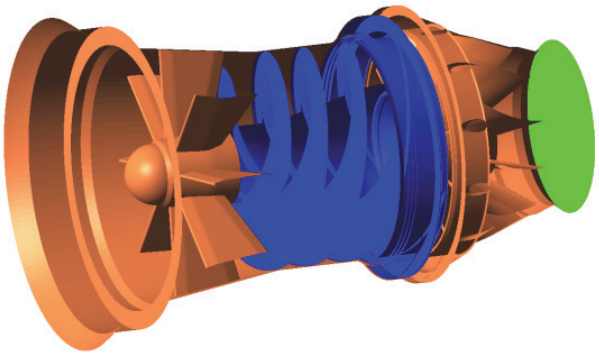


Рисунок 2 Расчетная область
с импортированным подвижным телом.

Граничные условия заданные на входе и выходе из насос обеспечивают моделирование течения жидкости через насос с расходом 257.4 кг/с . При этом на входе заранее определено значение давления равное одной атмосфере, а на выходе скорости - 10.68834 м/с. При описания течения в насосе в процессе расчета используется k-e модель турбулентности[2] для несжимаемой жидкости, в которой турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k-ε следующим образом

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

В модели присутствуют следующие уравнения:
уравнения Навье-Стокса и неразрывности

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho}\nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)$$

$$\nabla \mathbf{V} = 0$$

уравнения для k и ε

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho}\nabla((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k) + \frac{G}{\rho} - \varepsilon$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho}\nabla((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla \varepsilon) + \frac{\varepsilon}{k}(C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 \varepsilon)$$

Через G обозначено выражение

$$G = \mu_t \frac{\partial V_i}{\partial x_j}(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i})$$

Значения параметров k-ε модели равны:

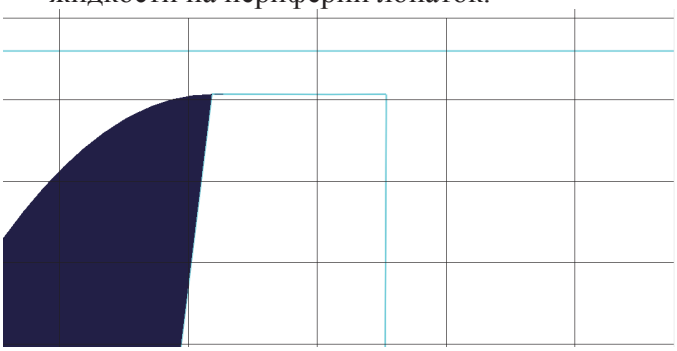
$$\sigma_k = 1{,}0;\ \ \sigma_\varepsilon = 1{,}3;$$
$$C_\mu = 0{,}09;\ \ C_1 = 1{,}44;\ \ C_2 = 1{,}92$$

Численное моделирование основано на использовании метода конечных объемов на прямоугольной сетке(Рис.2). Для повышения точности расчета сетка адаптируется в местах со сложной геометрией, при этом каждая ячейка начальной сетки, которая входит в область адаптации) разбивается на 8 ячеек меньшего размера.

Такой процесс может происходить несколько раз для достижения необходимого сгущения сетки.

Дополнительно используется подсеточная адаптация, когда ячейка, пересекающаяся границей расчетного объема, разбивается на произвольные многогранники. Конечное количество расчетных ячеек составляет

1 475 298 шт. (Рис.3.). Благодаря выбранному количеству расчетных ячеек стало возможным рассчитать течение в радиальном зазоре и учесть потери, возникающие при перетекании жидкости на периферии лопаток.



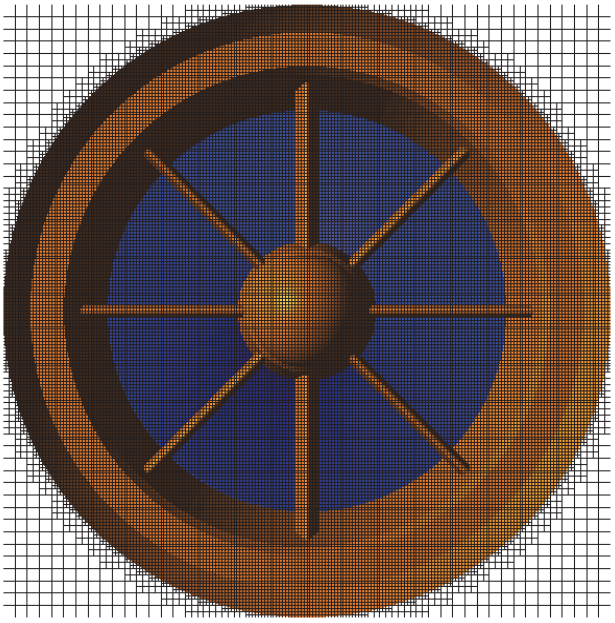


Рисунок 3. Расчетная сетка

По результатам расчета полученный напор составляет 80,68 метра, а по экспериментальным данным колеблется в диапазоне от 83 до 88 метров. Расхождение Расчетных и экспериментальных данных обусловлено тем, что моделирование турбины бустера не проводилось, параметры течения в этой зоне отличаются от реальных, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям.

3 Результаты моделирования трехмерного нестационарного течения в насосе

В процессе нестационарного расчета, после достижения сходимости (по напору) в разных точках проточной части фиксировалось статическое давление. В точке расположенной между пилонами на входе в шнековое колесо сигнал пульсаций давления и спектр представлены на Рис. 4.

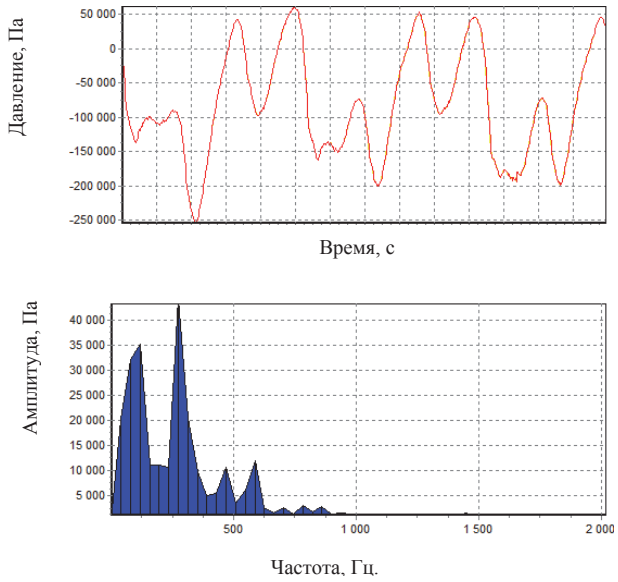


Рисунок 4. Сигнал и спектр пульсаций давления на входе в шнек

Анализ спектра делает возможным определение источников пульсаций давления. Рассмотрим основные тональные компоненты спектра в направлении возрастания частоты. Частота первой компоненты совпадает с частотой

вращения ротора -95.33 Гц., вторая компонента спектра совпадает с частотой следования лопаток шнека-285.99 Гц. Третья и четвертая компоненты соответствуют пятой роторной гармонике и второй лопаточной соответственно. Детальный анализ сигнала позволил выдвинуть предположение о биении частот вблизи роторной. Предполагается, что если вблизи заданной точки пульсации давления на

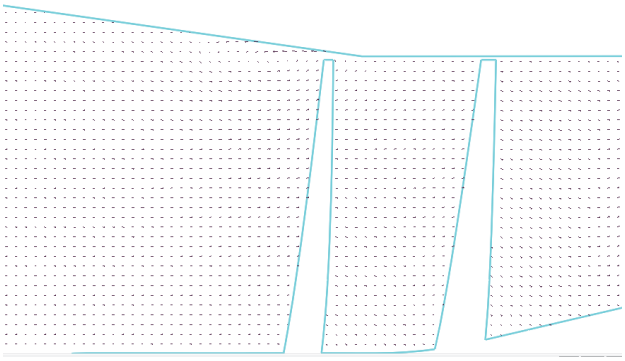


Рисунок 5. Вторичные течения вблизи шнека

роторной частоте обусловлены двумя эффектами. Первый эффект связан с изменением поля давления вследствие вращения ротора, так как поле давления имеет неравномерное распределение по полярному углу. Второй эффект обусловлен вихревым движением в зоне между выходными кромками пилонов и входными кромками шнекового колеса. При этом энергия от ротора передается парциально, с частотой близкой к роторной, через вторичные вихревые течения в жидкости (Рис.5). Проверка выдвинутой гипотезы требует анализа изменения компонент спектра во времени. Если такие изменения будут присутствовать для роторной частоты, то это будет свидетельствовать о наличии биения на частотах близких к роторной. В случае, если изменения амплитуды пульсаций давления на роторной частоте не будет, то это свидетельствует о другом гидродинамическом процессе.

Запись данных о пульсациях давления проводилась и на выходе из шнекового колеса. Роторная частота здесь проявилась слабо. Преобладают тональные компоненты спектра, обусловленные воздействием на частотах следования лопаток (Рис.6). При этом следует отметить, что амплитуда пульсаций давления лопаточной частоты на выходе ниже, чем на входе, что не является характерным для насосной техники, и требует дополнительного анализа.

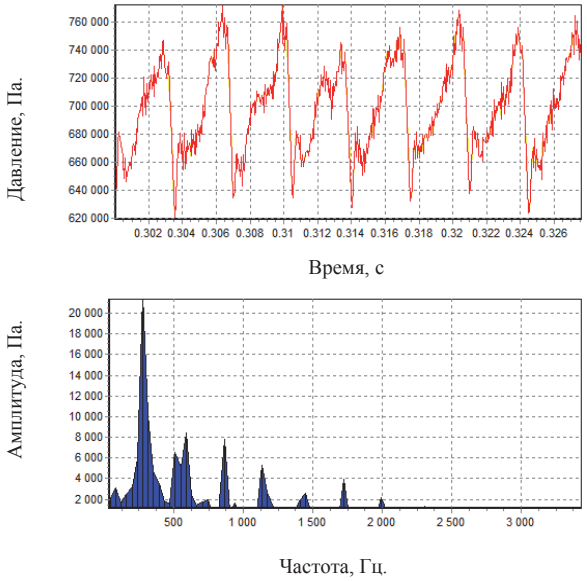


Рисунок 6. Спектр пульсаций давления на выходе из шнека

Выводы

1. Проведено численное моделирование трехмерного нестационарного течений в бустерном насосном агрегате
2. Пульсации давления на входе в шнековое колесо насоса обусловлены вращением неравномерного поля давления, связанного с ротором, и вихревых возмущений (обратных токов).

Список использованных источников

1. Покровский Б.В., Юдин Е.Я. Основные особенности шума и вибрации центробежных насосов. - Акустический журнал, 1966, т.XII, вып.3
2. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
3. Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460 p.

NUMERICAL MODELLING OF TONAL COMPONENTS OF PRESSURE PULSATION SPECTRA IN THE LRE BOOSTER TURBOPUMP SCREW STAGE

S. F. Timushev,
S. Yu. Fedoseev

Moscow Aviation Institute
(National Research University)
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, A-80, GSP-3,
125993, Russian Federation
irico.harmony@gmail.com

Booster pump unit providing the required NPSH for the main LRE turbopump feed system operates in high vibration activity. Numerical simulation of unsteady flow in the booster pump unit allows one to analyze the amplitude-frequency characteristics of pressure pulsations generating the pump casing vibration. The obtained results were analyzed, the signals of pressure pulsations at the inlet and the outlet of the pump screw rotor obtained. The sources of pressure pulsations are defined. The conducted computational experiment revealed the direction of work to reduce the influence of hydrodynamic sources of vibration on the total vibration level of booster pump unit.

Key words: *booster pump unit; hydraulic vibration; unsteady computational hydrodynamics; pressure pulsation spectra; blade passing frequency*

References

1. Покровский Б.В., Юдин Е.Я. - Acoustical journal, 1966, vol. XII, issue 3 Main chracteristics of noise and vibration of centrifugal pumps[Pokrovskij B.V., Judin E.Ja. Osnovnye osobennosti shuma i vibracii centrobezhnyh nasosov. -Akusticheskij zhurnal, 1966, t.XII, vyp.3]

2. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium

3. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.

УДК 621.59

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ВАРИАНТАХ ТРУБЧАТОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖРД

Д.В. Клименко
С.Ф. Тимушев
В.В. Корчинский
Н. А. Лотков

Московский
авиационный институт
(Национальный исследовательский
университет)
Волоколамское шоссе, д. 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3,
Российская Федерация
125993
irico.harmony@gmail.com

Применение трубчатых направляющих аппаратов позволяет сгладить импульс давления при прохождении рабочей лопатки, снизить амплитуду пульсаций давления и вибрации, а также существенно повысить динамическую прочность конструкции. Объясняется механизм снижения пульсаций давления и вибрации корпуса насоса при применении трубчатого направляющего аппарата. Актуальной проблемой является численное моделирование нестационарного потока в насосе для анализа вариантов отводов и их оптимизацией. Расчётный анализ проведён с применением метода «скользящих сеток». Приведены результаты расчётов и сравнительного анализа вариантов направляющего аппарата высокооборотного шнекоцентробежного насоса. В ходе вычислительных экспериментов определены сигналы и спектры пульсаций давления в разных точках отвода, а также энергетические параметры и потери энергии в отводе.

***Ключевые слова**: Шнекоцентробежный насос; трубчатый направляющий аппарат; пульсации давления; частота следования лопаток*

Обозначения

t - время
P - давление
$\mathbf{V}$ - скорость жидкости
k - кинетическая энергия турбулентности
ε - скорость диссипации
μ - молекулярная вязкость
μ_t - турбулентная вязкость
ρ - плотность жидкости

1 Введение

Важной задачей является повышение вибронадёжности турбонасосных агрегатов подачи ЖРД. Наиболее мощным источником вибрации являются высокооборотные шнекоцентробежные насосы. В спектрах пульсаций давления, вибрации и динамической деформации корпуса шнекоцентробежного насоса доминируют тональные компоненты на частоте следования рабочих лопаток и их гармониках. Эти колебания обусловлены нестационарным гидродинамическим взаимодействием неравномерного потока, выходящего из центробежного колеса, с лопатками направляющего аппарата. Проблема снижения вибраций шнекоцентробежных насосов в составе турбонасосных агрегатов подачи (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) имеет критическое значение для обеспечения многоразового использования реактивных двигателей. Исследованию пульсаций давления рабочей жидкости, вибрации и шума центробежных насосов и других турбомашин посвящено много работ [5]. Очевидно, что при больших скоростях вращения ротора, что характерно для современных ТНА, гидродинамические источники дают основной вклад в энергетику вибрации. Экспериментальные данные показывают прямую связь между пульсациями давления в проточной полости ТНА и его виброакустическими характеристиками. Наличие интенсивных пульсаций давления характерно для всех типов центробежных насосов. При определенных условиях пульсации давления в проточной части центробежного насоса, например, в спиральной камере отвода, могут достигать величин, опасных для целостности конструкции. Изучение пульсаций давления в рабочей полости насоса даёт информацию о нестационарных нагрузках, действующих на элементы конструкции ТНА - лопатки направляющего аппарата, ра-

бочего колеса, корпус отвода и сборник центробежного насоса или лопатки рабочего колеса и соплового аппарата турбины. На Рисунок 1 показаны спектры пульсаций давления в полости сборника, вибраций корпуса направляющего аппарата и динамической деформации в зоне сварного соединения сборника с корпусом направляющего аппарата для одного из шнекоцентробежных насосов[7]. Из этих данных видна прямая связь между пульсациями давления в проточной части и нестационарными нагрузками, действующими на ответственные элементы конструкции.

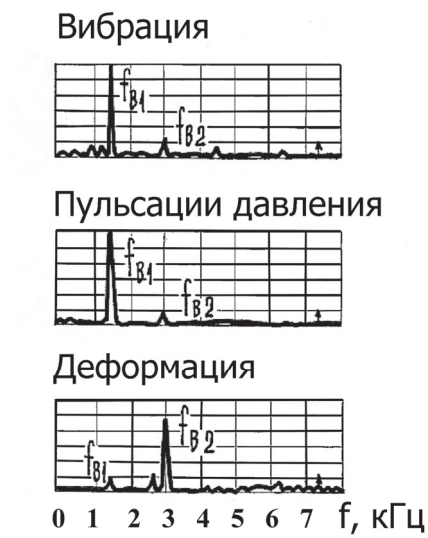


Рисунок 1. Амплитудно-частотные спектры шнекоцентробежного насоса

Спектральный состав вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах представлен широкополосным фоном и ярко выраженными дискретными составляющими, уровень которых доминирует в спектрах пульсаций давления и вибраций. Этот вид нестационарных процессов присущ центробежным насосам, как и всем лопаточным машинам: он обусловлен шаговой неравномерностью потока на выходе из рабочего колеса. Поток в межлопаточном канале и на выходе центробежного колеса можно подразделить на две области - высокоэнергетическую струю и низкоэнергетическую зону следа. Такой характер течения определяет существенную неравномерность по шагу решетки колеса относительных и абсолютных скоростей и углов потока, так как низкоэнергетическая зона примыкает к нерабочей стороне лопатки. При прохождении лопаток рабочего колеса, вследствие рассмотренной выше неоднородности потока, происходит периодическое, с частотой следования рабочих лопаток, изменение давления в каждом канале направляющего аппарата и сборнике насоса. Особенно резкое изменение параметров потока происходит вблизи входных кромок лопаток направляющего аппарата и на языке улитки [1,2]. В результате нестационарного гидродинамического взаимодействия указанной неравномерности потока (вращающейся вместе с рабочим колесом) с отводящим устройством насоса возникают колебания на частотах, кратных частоте вращения ротора, включая так называемую частоту следования лопаток (ЧСЛ) и её высшие гармоники. Эти колебания могут быть особенно опасны при совпадении с собственными резонансными частотами элементов конструкции [4]. Одним из факторов снижения вибрации и пульсаций давления ЧСЛ является изменение геометрии направляющего аппарата (НА) - увеличение радиального зазора между центробежным колесом и входными кромками направляющих лопаток, применение «скоса» входных кромок НА, применение трубчатого НА. Опыт разработки ТНА ЖРД в ОАО «НПО Энергомаш» [3] подтверждает эффективность применения трубчатого направляющего аппарата: Вместо лопаточного направляющего аппарата применяется отвод с круглыми сечениями каналов, что позволяет повысить динамическую прочность корпуса насоса, в том числе за счет исключения тонких кромок и концентраторов напряжений. В настоящее время актуальной задачей является разработка методики концептуального профилирования трубчатого направляющего аппарата и оптимизация его геометрии для снижения пульсаций давления и вибрации при сохранении высоких энергетических параметров.

2 Численный метод

Для численного моделирования используется математическая модель несжимаемой жидкости с применением k-ε модели турбулентности [8].

В модели используются следующие уравнения в форме Навье-Стокса (осреднённые по объёму ячейки сетки) (1) с учётом уравнения неразрывности (2) :

Уравнения Навье-Стокса

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t}+\nabla(\mathbf{V}\otimes\mathbf{V})=-\frac{\nabla P}{\rho}+\frac{1}{\rho}\nabla((\mu+\mu_t)(\nabla\mathbf{V}+(\nabla\mathbf{V})^T) \quad (1)$$

$$\nabla\cdot\mathbf{V}=0 \quad (2)$$

Эти уравнения дополнены соответствующими уравнениями модели турбулентности. Турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k - ε следующим образом

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

Уравнения модели турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t}+\nabla(\mathbf{V}k)=\frac{1}{\rho}\nabla\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right)+\frac{G}{\rho}-(\varepsilon-\varepsilon_{ini}) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+\nabla(\mathbf{V}\varepsilon)=\frac{1}{\rho}\nabla\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right)+\frac{\varepsilon}{k}\left(C_1\frac{G}{\rho}-C_2(\varepsilon-\varepsilon_{ini})\right) \quad (5)$$

где ε_{ini} – начальное значение турбулентной диссипации. Через G обозначено выражение

$$G=\mu_{eff}\frac{\partial V_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j}+\frac{\partial V_j}{\partial x_i}\right) \quad (6)$$

Значения параметров модели турбулентности равны:

$\square_k=1;\ \square_\varepsilon=1{,}3;\ C_\mu=0.09;\ C_1=1{,}44;\ C_2=1{,}92;$ (7)

Граничное условие на стенке задается с использованием численной аппроксимации логарифмического закона для тангенциальной компоненты скорости.

В качестве граничного условия на входе в расчетную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению, которое принято равным 101000 Па. Объёмный расход задаётся значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчётной области.

Численный метод реализован на сетке с ячейками в форме параллелепипедов, локальной адаптацией вблизи твердых границ и интерфейсов «скользящая поверхность», а также подсеточным разрешением сложной геометрии. Во всей расчетной области вводится начальная прямоугольная сетка. Определяются зоны с особенностями геометрии или течения вблизи границ, в которых необходимо провести расчёт на более густой, чем начальная, сетке. Это обеспечивается заданием адаптации сетки вблизи соответствующего граничного условия. При этом расчётная ячейка в зоне адаптации делится на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся еще раз и так до достижения необходимого уровня адаптации. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т.д. При генерации сетки накладывается условие, что грани и ребра могут граничить друг с другом только ячейками с номерами уровней, отличающимися не более, чем на единицу. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ. Ячейки, через которые проходит граница, расщепляются на 2, 3 и т.д. ячеек. При этом они теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы, в которых аппроксимируются уравнения математической модели.

В реализации численного метода используются так называемые «скользящие поверхности».

Передача параметров потока из вращающейся в неподвижную область расчёта производится через специальный интерфейс «скользящая поверхность», который обеспечивает интерполяцию параметров потока с учетом «виртуального» углового смещения сеток ротора и статора.

Поскольку обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей – на «скользящих» поверхностях, временной шаг итерационной проце-

дуры выбирается так, чтобы в течение одной итерации взаимное смещение подобластей не превышало минимальных размеров ячейки конечно-разностной сетки в зоне «скользящих» поверхностей.

3 Расчётная область.

Расчётная область состоит из трёх подобластей - подвода, ротора и отвода, виртуально объединённых по «скользящим поверхностям».

На рисунке 2 показана расчетная сетка, адаптированная к особенностям геометрии проточной части для шнекоцентробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом и одновитковым спиральным отводом.

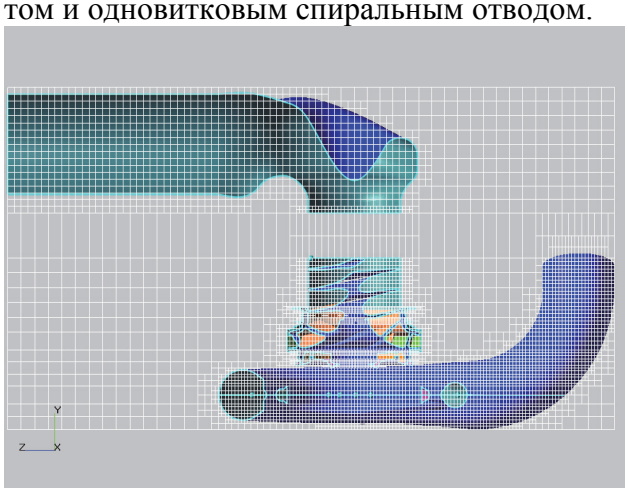


Рисунок 2 Расчетная сетка
для одновиткового отвода с трубчатым НА

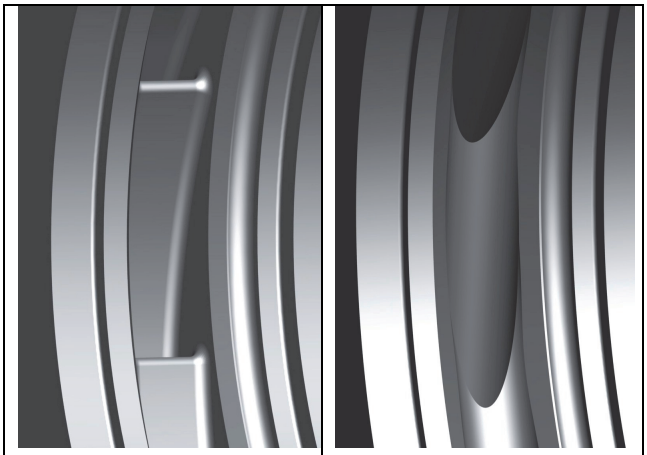
4 Геометрия вариантов отвода насоса

На рисунке 3 показана геометрия входной части отвода направляющего аппарата, которая в значительной степени влияет на амплитуду пульсаций давления и вибраций насоса на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

Трубчатый НА формирует на входном участке эллиптическую входную кромку, которая способствует «сглаживанию» генерируемого импульса давления при прохождении лопаток центробежного колеса.

На рисунке 4 эллиптическая входная кромка показана кривой МГ’М’.

В ходе вычислительных экспериментов проведён расчетный анализ для подтверждения характеристик трубчатого НА путем



Лопаточный НА	Трубчатый НА

Рисунок 2 Геометрия входного участка направляющего аппарата

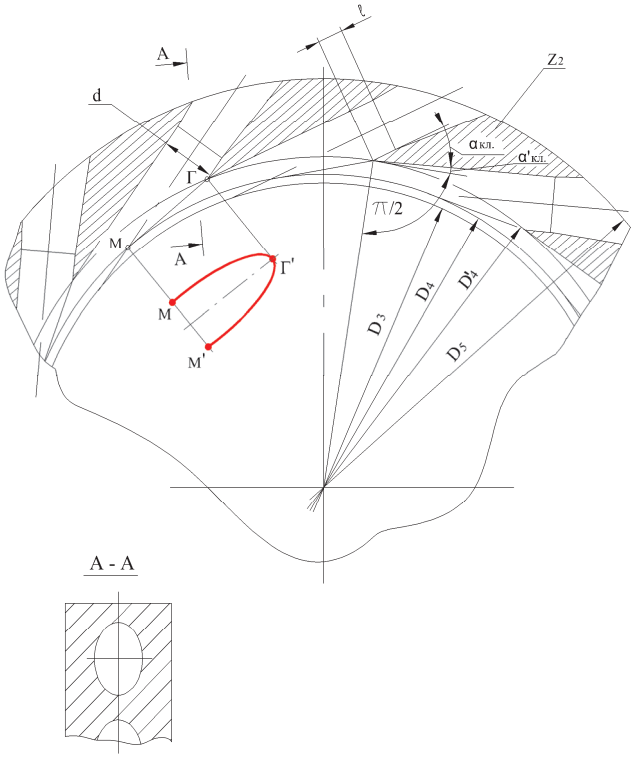


Рисунок 4 Трубчатый направляющий аппарат с круглыми каналами.

Таблица 1 Потери полного давления в различных вариантах конструкций НА

Вариант отвода (форма сечения)	Потери полного давления, Па
Лопаточный НА (прямоугольная)	8,31E+06
Трубчатый НА (круглая)	6,88E+06

сравнения потерь энергии и пульсаций давления в каналах НА. В таблице 1 приведены данные сравнения потерь полного давления для лопаточного направляющего аппарата (прямоугольный канал) и для трубчатого НА (круглый канал).

Анализ потерь энергии в исследованных направляющих аппаратах показал, что наименьшие потери полного давления – 6,88 МПа достигаются в трубчатом НА. В лопаточном НА (прямоугольное сечение) потери выше на 0,15 МПа. и Пульсации давления в каналах НА фиксировались в трех точках на входе, на выходе и в середине канала направляющего аппарата. На рисунках 5 и 6 приведены расчетные значения(P') и амплитуды спектральных составляющих(A) пульсаций давления.

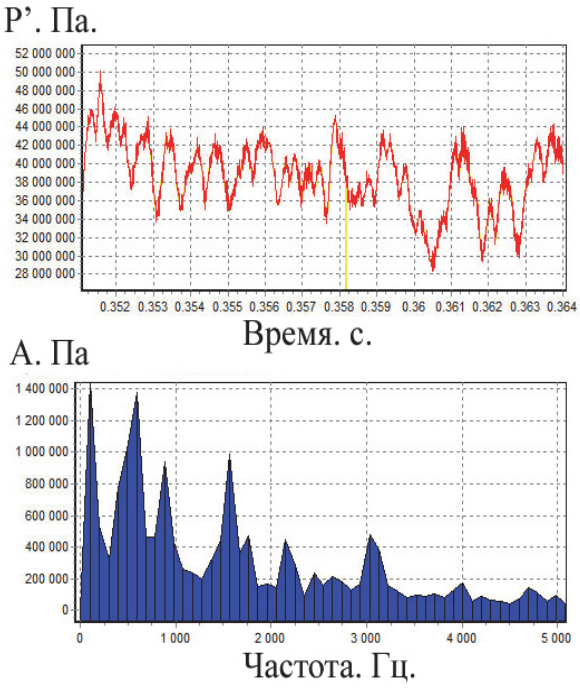


Рисунок 3 Пульсации давления на входе лопаточного НА

Пульсации ЧСЛ в спектрах выделяются на тональных компонентах 1540 Гц и 3080 Гц. Эти компоненты соответствуют прохождению основных (длинных) семи лопаток и второй гармонике ЧСЛ, высокая амплитуда которой обусловлена наличием семи дополнительных (укороченных) лопаток, расположенных между основными лопатками.

Применение трубчатого НА снижает амплитуду первой гармоники ЧСЛ в два раза.

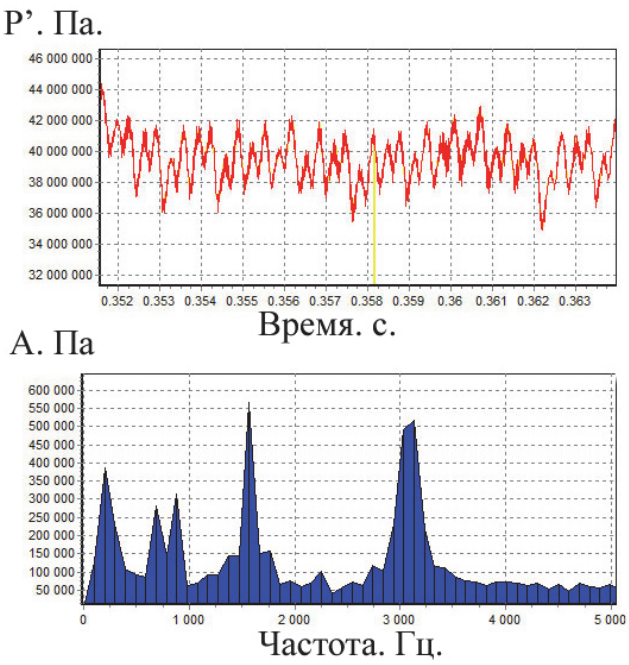


Рисунок 4 Пульсации давления на входе трубчатого НА

Аналогичный результат получен и в экспериментальных данных, где пульсации давления измерялись в выходном патрубке насоса.

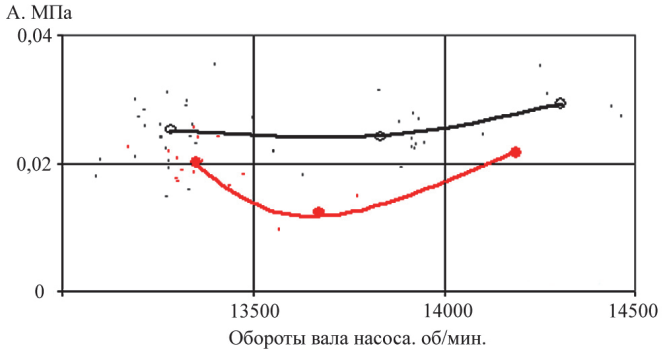


Рис. 5 Пульсации давления на 1-ой гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный направляющий аппарат. ● – направляющий аппарат с каналами круглого сечения.

Заключение

Сравнительный анализ результатов численного моделирования нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе ЖРД с разными вариантами направляющих аппаратов показал, что новый трубчатый направляющий аппарата с круглыми проходными сечениями каналов обеспечивает снижение амплитуды пульсаций давления на первой гармонике частоты следования лопаток в два

раза, а также снижение потерь полного давления. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными.

Список использованных источников

1. Иванюшин А.А., Наконечный Л.П. Экпериментальное исследование пульсаций давления за центробежным колесом.- В кн.: Гидравлические машины. Харьков, 1980, №14
2. Измайлов Р.А., Караджи В.Г., Соломахова Т.С. Влияние языка спирального корпуса радиальных вентиляторов на их аэроакустические характеристики.- В кн.: Повышение эффективности вентиляторных установок. М., 1982
3. Корчинский В.В., Ромасенко Е.Н., Суворов А.П. Сравнительный анализ виброактивности насосов окислителя ЖРД РД171 и РД171М с направля ющими аппаратами разной конструкции. Сборник трудов НПО Энергомаш №29. 2012г.
4. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. О снижении дискретных составляющих от неоднородности потока в спектре вбрации центробежного насоса. - Тезисы докладов к совещанию-семинару “Вопросы гашения вибраций и шумов в кострукциях и машинах”. Киров, 1970
5. Тимушев С.Ф., Толстиков Л.А., Юновидов С.А. Пульсации давления и вибрации центробежных насосов. Обзор по материалам отечественной и зарубежной печати за 1960--1983гг. ГОНТИ-17, серия IV, №42(22), 1985.
6. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
7. Timouchev S., Tourret J., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105
8. Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460 p.

COMPARATIVE ANALYSIS OF PRESSURE PULSATIONS IN TUBULAR GUIDE CHANNELS OF THE LRE SCREW CENTRIFUGAL PUMP

D.V. Klimenko
S.F. Timushev
V.V. Korchinsky
N.A. Lotkov

Moscow Aviation Institute
(National Research University)
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, A-80, GSP-3,
125993, Russian Federation
irico.harmony@gmail.com

Application of tubular guide channels allows to smooth the pressure pulse due to the rotor blade passage, reduce the amplitude of pressure pulsations and vibrations, as well as significantly improve the dynamic strength of the structure. The mechanism of reduction of pressure fluctuations and vibration of the pump casing when using tubular channels guide unit is explained. Urgent problem is the numerical simulation of unsteady flow in the pump outlets to assess options and make their optimization. Computational analysis was performed using the method of "sliding grid". The calculation results and comparative analysis of variants of the guiding unit of the high-speed screw centrifugal pump are outlined. In the computational experiments are determined signals and spectra of pressure pulsations at different points of the pump outlet path, energy parameters and energy loss in the pump outlet path.

Key words: *Screwcentrifugal pump; tubular guide channels; pressure pulsations; blade passing frequency*

References

[1] Ivanyushin A.A., Nakonechny'j L.P., Experimental study of pressure pulsations at the centrifugal impeller exit. In Hydraulic machines. Kharkiv[E'kperimental'noe issledovanie pul'sacij davleniya za centrobezhny'm kolesom.- V kn.: Gidravlicheskie mashiny'. Xar'kov], 1980, №14
[2] Izmajlov R.A., Karadzhi V.G., Solomaxova T.S. Influence of the tongue volute casing on aeroacoustic characteristics of radial fans./ In Improved fan plants. [Vliyanie yazy'ka spiral'nogo korpusa radial'ny'x ventilyatorov na ix ae'roakusticheskie xarakteristiki.- V kn.: Povy'shenie e'ffektivnosti ventilyatorny'x ustanovok. M.,] 1982
[3] Korchinskij V.V., Romasenko E.N., Suvorov A.P. Comparative analysis of oxidizer pump vibration for LRE RD 171 and RD 171 M with guide devices of different designs. /Proceedings of the NPO Energomash № 29[Sravnitel'nyj analiz vibroaktivnosti nasosov okislitelya ZHRD RD171 i RD171M s napravlyayushhimi apparatami raznoj konstruktsii. Sbornik trudov NPO Energomash №29]. 2012.
[4] Pokrovskij B.V., Rubinov V.Ya. Reduction of discrete components due to heterogeneity of the flow in the vibration spectrum of centrifugal pump. – Abstracts reports for the meeting-seminar "Problems of extinction vibration and noise in structures and machines. " Kirov [O snizhenii diskretny'x sostavlyayushhix ot neodnorodnosti potoka v spektre vbracii centrobezhnogo nasosa. - Tezisy' dokladov k soveshhaniyu-seminaru “Voprosy' gasheniya vibracij i shumov v kostrukciyax i mashinax”. Kirov], 1970
[5] Timushev S.F., Tolstikov L.A., Yunovidov S.A. Pressure pulsation and vibration in centrifugal pumps. Review by materials of domestic and foreign press for 1960--1983 years. GONTI- 7 Series IV №42(22) [Pul'sacii davleniya i vibracii centrobezhny'x nasosov. Obzor po materialam otechestvennoj i zarubezhnoj pechati za 1960--1983gg. GONTI-17, seriya IV, №42(22)], 1985.
[6] Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium
[7] Timouchev S., Tourret J., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105
[8] Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460 p.

УДК 621.45.026.8

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЁТА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ С ПОМОЩЬЮ ТРЕХ РАЗЛИЧНЫХ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ НА ПРИМЕРЕ ОДНОВАЛЬНОГО ГТД

В.В. Воинова
Д.В. Габов
А.Н. Яркин

ОАО «НПО «Сатурн»
проспект Ленина, д. 163,
г. Рыбинск,
Российская Федерация,
152903
ver.voin@rambler.ru
Gabov_dv@mail.ru
elena25_84@mail.ru

В настоящее время все ведущие двигателестроительные фирмы занимаются развитием направления, нацеленного на создание динамической модели двигателя, поскольку действующая и верифицированная динамическая модель позволяет определять амплитудно-частотные характеристики двигателя при вынужденных колебаниях под действием неуравновешенных сил и решать проблемы, связанные с прогнозированием уровня вибраций во всем рабочем диапазоне частот вращения.
В данной работе приведен один из этапов создания и верификации динамической модели двигателя – верификация по значениям критических частот, полученных на модели ротора одновального ГТД. Значения критических частот ротора одновального ГТД получены на трех различных моделях с использованием программных комплексов – Dynamics, Ansys и LsDyna. Для программ Ansys и LsDyna выбран тип конечных элементов (shell для Ansys и solid для LsDyna), позволяющий с минимальными временными затратами получить достаточную достоверность результатов расчета. Приведены результаты сравнительного анализа всех трёх типов расчета с экспериментальными данными. Получена приемлемая сходимость расчетных и экспериментальных данных. Установлены критерии применимости для каждого из трех методов с учётом времени подготовки модели, времени расчета и спектра получаемой с модели информации.

Ключевые слова: *Динамическая модель; газотурбинный двигатель; критические частоты; метод конечных элементов; Ansys; Dynamics; LsDyna*

Введение

Расчет форм и частот собственных колебаний вращающегося ротора ГТД с целью отстройки резонансов в области рабочих режимов является обязательной задачей при проектировании двигателя [1]. Поэтому необходима высокая точность расчетов критических частот вращения, определяемая, в первую очередь, корректностью построения расчетной математической модели ротора.

В настоящее время для расчета критических частот вращения роторов ГТД используются два способа:

- основанный на представлении колебаний ротора как поперечных колебаний двумерного стержня переменного сечения (Dynamics и т.д.);

- метод конечных элементов, реализуется в программных комплексах (ANSYS, Nastran, Dyna и т.д.).

Создание трехмерной конечно-элементной модели ротора процесс достаточно трудоемкий и требует большого количества времени. А это зачастую неоправданно, особенно на этапе эскизных компоновок двигателя, когда для выбора оптимальной конструкции приходится проводить множество вариантных расчетов, связанных как с выбором геометрии отдельных узлов ротора, так и с выбором конструкции опор.

Поэтому необходимо на каждом этапе проектирования выбирать оптимальный метод расчета, с помощью которого возможно получить результаты с требуемой точностью, время расчета, получение необходимых данных.

В данной статье приведено сравнение результатов расчета критических частота вращения одновального двухопорного ротора ГТД с помощью различных методов и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными.

1 Расчёт критических частот вращения ротора в программном комплексе Dynamics R4

За последние несколько лет при расчете критических частот вращения роторов ГТД широкое применение получил программный комплекс Dynamics R4 [2], основанный на методе двумерного балочного моделирования. Его применение позволяет в несколько раз сократить время и упростить процесс создания расчетных моделей роторов по сравнению с 3D моделями. Однако, для некоторых схем роторов с цапфами, имеющими сложную геометрию по типу «гибких компенсаторов», использование балочной схемы не всегда возможно. Обычными балочными элементами, предлагаемыми Dynamics, имитировать подобный участок в расчетной модели невозможно. Для решения этой проблемы была разработана методика моделирования подобных участков роторов в двухмерной среде, использующая возможности метода конечных элементов программного комплекса Ansys [3].

Модель ротора формируется из стержневых элементов типа «балка», точечных инерционных элементов, упругих и абсолютно жестких связей между подсистемами полной роторной системы.

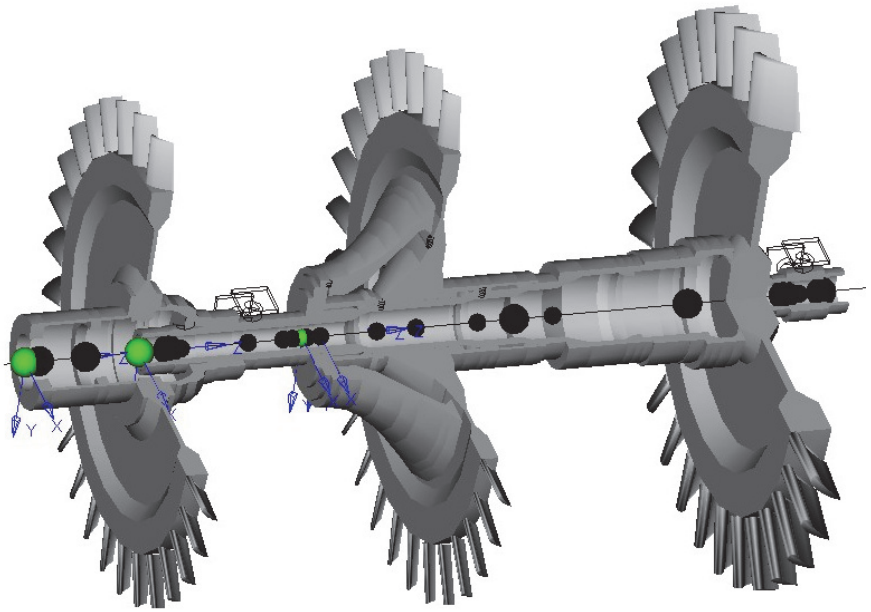


Рисунок 1. Модель ротора ГТД в программном комплексе Dynamics

В линейном анализе упругие связи задаются радиальными коэффициентами жесткости и демпфирования. Жесткости опор ротора определяются по результатам расчета или эксперимента.

После построения динамической модели проводится её верификация по массе, по моментам инерции, геометрическим характеристикам и т.д.

На рисунке 2 представлена диаграмма Кэмпбела для данного ротора, полученная в результате расчета его динамических характеристик в Dynamics R4.

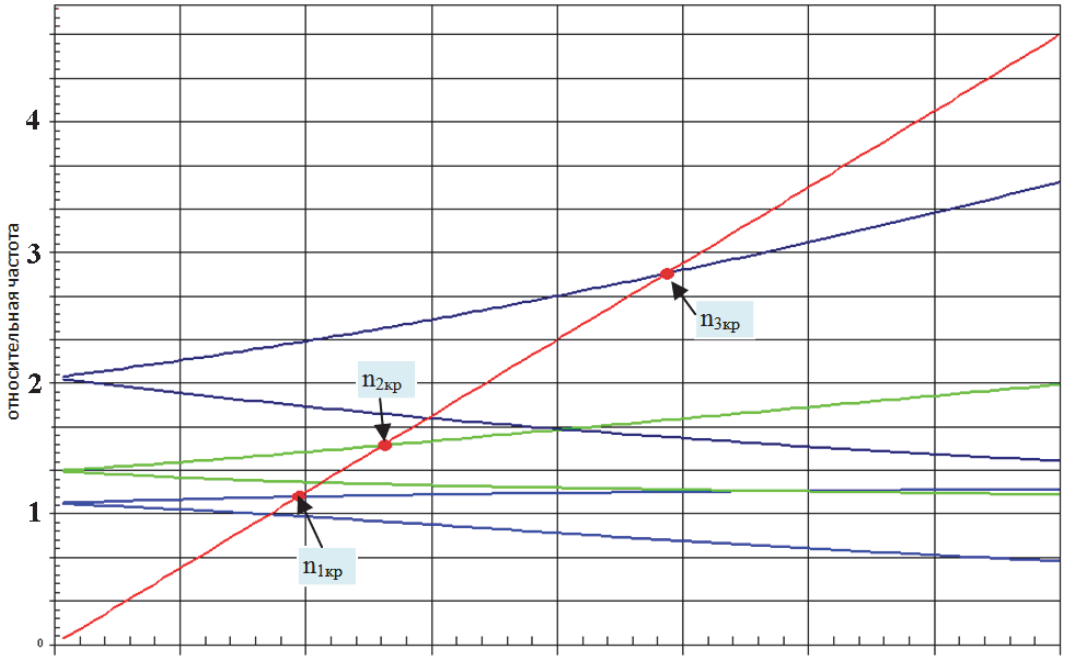


Рисунок 2. Диаграмма Кэмпбела в программном комплексе Dynamics

2 Расчёт критических частот вращения ротора в программном комплексе ANSYS

Для построения модели в программном комплексе ANSYS использовались трехмерные мембранные элементы Shell181. Использование элемента типа «shell» при описании геометрии ротора позволяет существенно сократить количество элементов и узлов конечно элементной модели, однако возникают дополнительные сложности при создании различных соединений и переходов. Приходится решать задачи объединения лопаток с диском, узлов ротора между собой, фланцевых соединений, подшипниковых узлов так, чтобы исключить их влияние на динамическое поведение модели.

Сложнее вести учет массово-инерционных характеристик конечно-элементной модели при использовании мембранных элементов по сравнению с объемными элементами. Эта сложность возникает потому, что реальный объем заменяется срединной поверхностью с заданием толщины элемента. Для точного описания сложной геометрии объемы режутся на некоторое количество частей, толщина которых осредняется. Поэтому приходится задавать большое множество реальных констант (около 600 для данного ротора).

Размерность модели составляет 76275 элементов и 73274 узла.

Конечно элементная модель ротора приведена на рисунке 3.

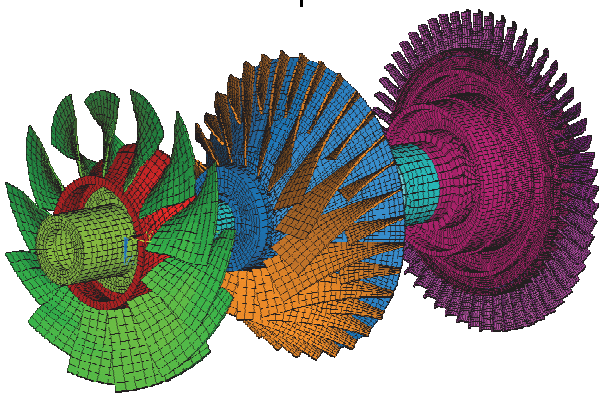


Рисунок 3. Конечно элементная модель ротора в ANSYS

Для более точного соответствия расчетных и экспериментальных результатов учитывалось тепловое состояние (упругие характеристики) ротора в каждой расчетной точке на диаграмме Кэмпбелла.

На рисунке 4 представлена диаграмма Кэмпбела для данного ротора, полученная в результате расчета его динамических характеристик в ANSYS.

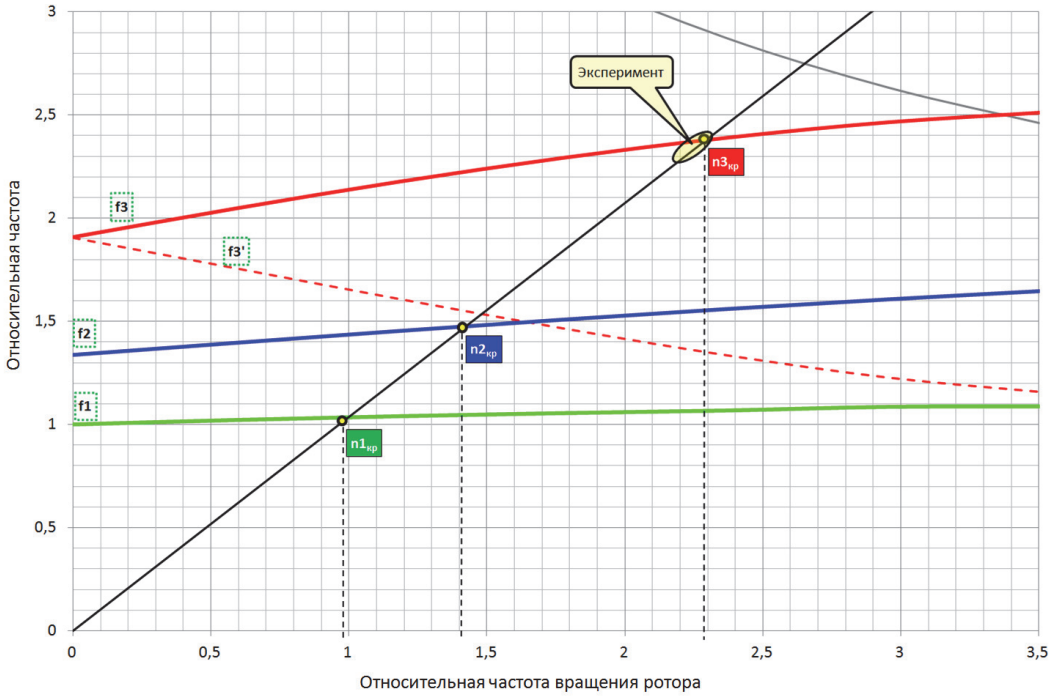


Рисунок 4. Диаграмма Кэмпбела ротора на основе данных из Ansys

3 Расчёт критических частот вращения ротора в программном комплексе LsDyna

Ротор моделируется объемными конечными элементами. Размерность конечно-элементной модели 35000 элементов. Конечно-элементная модель представлена на рисунке 5. В расчетах использованы линейные свойства материалов деталей ротора. Для определения критических частот вращения ротора использованы реальные податливости опор, полученные экспериментально. Опоры заданы при помощи сферических шарниров.

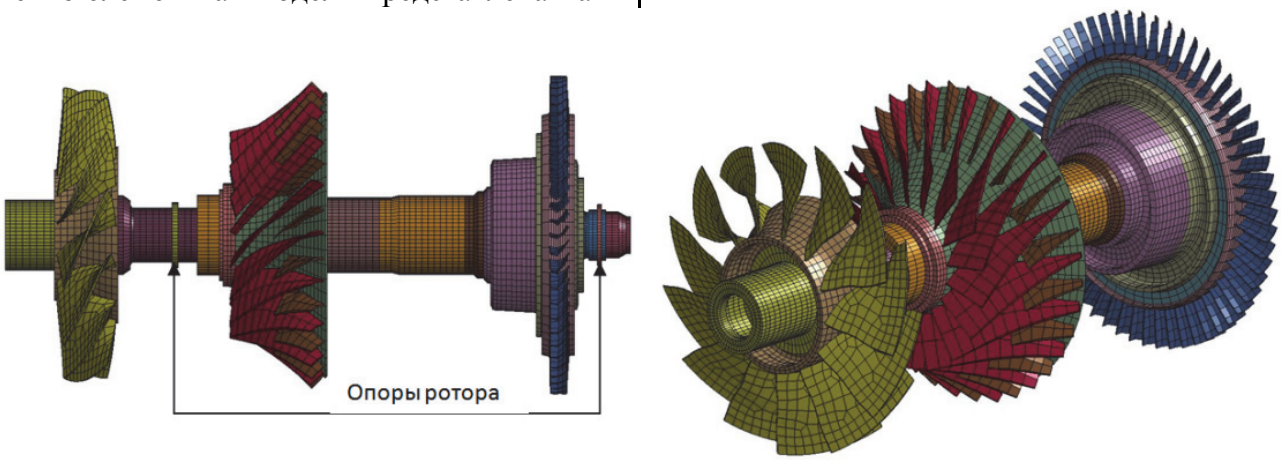


Рисунок 5. Конечно-элементная модель ротора двигателя

С использованием неявной схемы интегрирования по времени, определено начальное напряженно – деформированное состояние ротора на характерных режи-

мах. Пример распределения напряжений представлен на рисунке 6.

Так же для данного ротора определены собственные формы колебаний на всех расчетных режимах и построена диаграмма Кэмпбела. Определены критические скорости вращения. Диаграмма Кэмпбела представлена на рисунке 7.

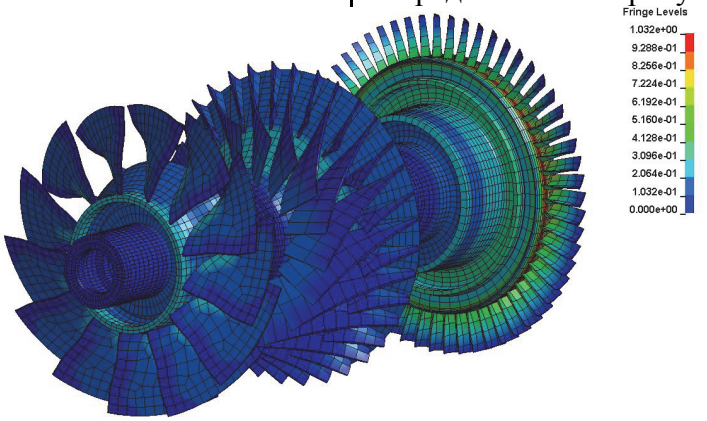


Рисунок 6. Распределение интенсивности напряжений по Мизесу на расчётном режиме работы ротора

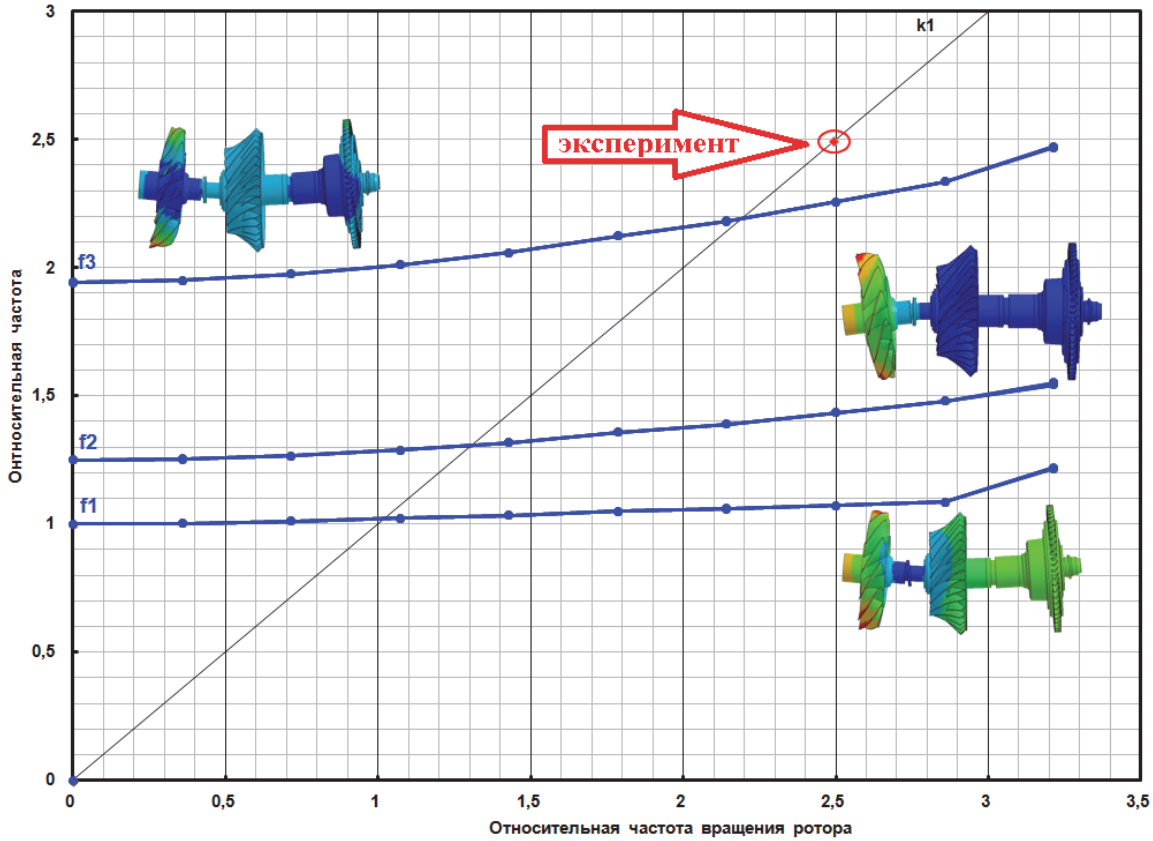


Рисунок 7. Диаграмма Кэмпбела ротора малоразмерного двигателя на основе данных из LsDyna

4 Сравнение результатов расчёта критических частот вращения ротора с экспериментальными данными

Сравнение критических частот вращения ротора, полученных в разных программных комплексах с экспериментальными данными приведено в таблице 1.

Как видно из таблицы 1, наибольшее расхождение наблюдается по второй критической частоте вращения, которая представляет собой колебания ротора на передней опоре с изгибом вала. Данное рас-

хождение может быть вызвано различными подходами при моделировании подшипникового узла в программах Ansys и LsDyna и некорректного описания деталей сложной геометрической формы в Dynamics [4].

.

Таблица 1. Сравнение критических частот вращения ротора с экспериментальными данными

	Погрешность расчёта, % (по сравнению с экспериментом)		
	Dynamics	Ansys	LsDyna
Первая критическая частота	4.3	4.1	4.9
Вторая критическая частота	10.1	4	13.1
Третья критическая частота (вальная)	3	1	3.6

Значения критических частот вращения с большей точностью определяются конечно-элементной моделью «Ansys» вследствие более точного моделирования геометрии и учета действия тепловой нагрузки на ротор.

Заключение

В отличие от методов моделирования элементов конструкции сложной геометрической формы путём замены их упругими связями с несимметричной матрицей жесткости, трехмерное моделирование геометрии исследуемого объекта позволяет явно учесть анизотропные свойства всех узлов и элементов, а также увидеть характер колебательного движения каждого элемента и его вклад в общее колебательное движение.

Однако использование трехмерного моделирования увеличивает время расчета и усложняет процесс идентификации форм.

Полученные результаты позволяют проводить оценку роторной динамики с приемлемой степенью достоверности.

Список использованных источников

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981 – 232 с.

2. Дегтярев С.А., Иванов А.В., Леонтьев М.К., Дегтярев А.А. Программная система расчета динамики роторов Dynamics R4. Свидетельство об отраслевой разработке №6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр информационных технологий. Министерство образования российской Федерации. 2006 г.

3. Михайлов А.Л., Воинова В.В. Использование ANSYS для уточнения расчетной 2D модели короткого консольного вала ротора ГТД при определении критических частот вращения классическими методами. Вестник двигателестроения №2 (10), 2010 - С. 141-146.

4. Терешко А.Г., Леонтьев М.К. Использование МКЭ для решения задачи уточнения расчетной модели при определении критических частот вращения ротора классическими методами. Вестник СГАУ №2 (10), 2006 - С. 315-319.

COMPARATIVE ANALYSIS CRITICAL FREQUENCE CALCULATION IN THREE DIFFERENT PROGRAM CODES ON ONE SHAFT ENGINE EXAMPLE

Veronica V. Voinova
Dmitry V. Gabov
Aleksey N. Yarkin

JSC «Saturn»
Lenin avenue , 163, Rybinsk,
152903, Russian Federation
ver.voin@rambler.ru
Gabov_dv@mail.ru
elena25_84@mail.ru

In present all leading aero engine firm move in direction making of engine dynamic model, since working and verified dynamic model permit to determine the engine amplitude-frequency behavior by forced vibration under action unbalanced forces and solve problem associated with prediction of vibration level in all range of rotation speed. In this work present one of the stage making and verification engine dynamic model – verification on value of critical frequencies, obtained from one shaft engine model. Critical frequencies values of the one shaft rotor engine obtained on three different models with use program code – Dynamics, Ansys and LsDyna. In Ansys and LsDyna selected finite-element type permissive on minimal time cost take sufficient reliability results of calculations. Present results of comparative analysis all three calculation types with experimental data. Obtained acceptable convergence between calculations and tests. Defined application criteria for each from three methods', taking into account time of model preparation, calculation time and spectrum of derivable from model information.

Key words: *Dynamic model; gas turbine engine; critical speed; finite element method; Ansys; Dynamics; LsDyna*

References

1. Birger I. A. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnykh dvigateley [Dynamics of aviation gas-turbine engine] – Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 232 p.

2. Degtiarev S.A., Ivanov A.V., Leontiev M.K., Degtyarev A.A. Dynamics R4 program system for analysis and design of rotor systems. Certificate of industry development, no 6691. 2006.

3. Mihailov A.L., Voinova V.V. Ispol'zovanie ANSYS dlya utochneniya raschetnoy 2D modeli korotkogo konsol'nogo vala rotora GTD pri opredelenii kriticheskikh chastot vrashcheniya klassicheskimi metodami [Optimization of 2d model of the rotor by means of Ansys for calculation of the critical frequencies by classical methods]. Vestnik dvigatelestroeniya 2010, no 2 (10), pp. 141-146 (in Russian).

4. Tereshko A.G., Leontiev M.K. Ispol'zovanie MKE dlya resheniya zadachi utochneniya raschetnoy modeli pri opredelenii kriticheskikh chastot vrashcheniya rotora klassicheskimi metodami [Application of the finite-element method (FEM) to specify design model when defining rotor critical speeds by classical methods]. Vestnik SGAU 2006, no2 (10), pp. 315-319 (in Russian).

УДК 621.453:457

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КЛАПАНА ЖРД С УЧЁТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ

А.Г. Гимадиев
Д.М. Стадник,
Д.С. Братчинин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
gimadiev_ag@mail.ru

Представлена математическая модель основного клапана ЖРД с учётом гидродинамической силы, рассчитываемой в программном пакете ANSYS. Рассчитаны расходно-перепадные характеристики клапана для различной степени его открытия. В результате расчёта построены зависимости действующей на подвижный элемент клапана потоком жидкости силы от перепада давления для различных его положений: при полностью открытом положении; открытом на 1/3 и 2/3. Показано, что гидродинамическая сила, действующая на подвижный элемент клапана, направлена в сторону закрытия клапана и линейно зависит от перепада давления на клапане. Чем больше перепад давления на клапане, тем больше гидродинамическая сила. По представленной математической модели можно рассчитать динамические характеристики клапана и определить его быстродействие с учётом гидродинамической силы.

***Ключевые слова**: ЖРД, дифференциальный клапан, математическая модель, гидродинамическая сила, ANSYS, расчёты, графические зависимости.*

1 Введение

Дифференциальные запорные клапаны устанавливаются в ЖРД в линиях подачи компонентов от турбонасосного агрегата до потребителей для обеспечения заполнения насосов перед пуском и подачи компонента непосредственно в процессе работы двигателя. Преимуществом дифференциальных клапанов является то, что для их открытия в начале работы насоса и закрытия при выключении двигателя не требуется дополнительных управляющих воздействий. Однако, одним из важных вопросов при использовании дифференциальных клапанов является нормирование времени их срабатывания. Это особенно важно, если учесть различные давления (расходы) компонентов и гидравлические характеристики топливоподающих магистралей. Существуют методики расчёта статических и динамических характеристик клапанов, изложенные, например в [1], в которых отсутствует учёт гидродинамической силы на клапане. В излагаемой авторами статье устранён этот пробел за счёт учёта гидродинамической силы, рассчитываемой с использованием программного пакета ANSYS.

2 Математическая модель

Принципиальная схема исследуемого клапана горючего ЖРД приведена на рисунке 1.

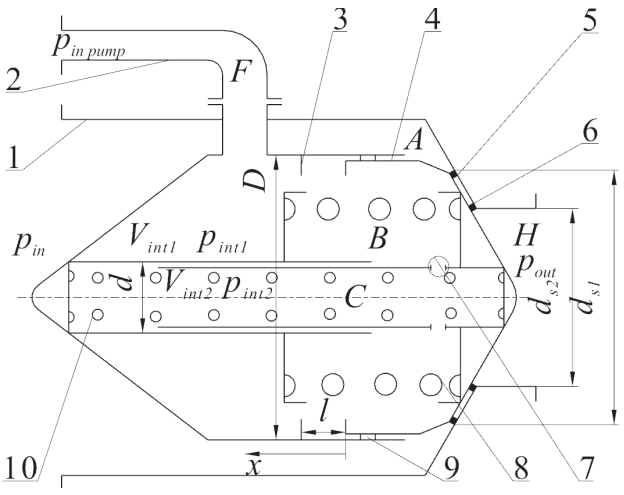


Рисунок 1. Расчётная схема дифференциального клапана: 1 – корпус; 2 – трубопровод обратной связи; 3 - механический упор; 4 - подвижный элемент; 5, 6 - уплотнение; 7 - жиклёр; 8, 10 - пружина; 9 - подвижное уплотнение

Входным фланцем клапан соединён с магистралью на выходе из насоса, выходным фланцем – с входом в камеру сгорания двигателя. Внутренняя полость клапана посредством трубопровода 2 соединена с входом в насос. В исходном положении клапан за-

крыт, внутренние полости B и C заполнены горючим, наружная полость A заполнена горючим до уплотнения 5. Во время запуска насоса перепад давления на клапане увеличивается, и подвижный элемент под действием силы от давления, действующего на его коническую поверхность 4, ограниченную уплотнением 5, открывает проходное сечение. При выключении двигателя перепад давлений на насосе уменьшается, и подвижный элемент 4 под действием сил пружин 8 и 10 закрывает клапан.

При выводе уравнений клапана приняты следующие допущения: объёмная податливость корпуса клапана не учитываются из-за большой толщины стенок; гидравлические потери в дросселирующих элементах учитываются по квазистационарной модели; утечка между подвижными частями клапана пренебрежимо мала.

С учётом принятых допущений можно вывести уравнения клапана, на основе которых могут быть построены его статическая и динамические характеристики [2, 3, 4].

Особый интерес при анализе динамических характеристик клапана представляет уравнение движения подвижного элемента клапана [5]:

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \lambda_{fric} \cdot \frac{dx}{dt} + \gamma_{spr} \cdot x + N_{Dry\,f} sign(\frac{dx}{dt}) + \\ + N_{spr} = N_{flow} - F_{\text{int}1} \cdot p_{\text{int}1} - F_{\text{int}2} \cdot p_{\text{int}2}, \quad (1)$$

где M – приведённая масса подвижной части клапана, *кг*; x – координата клапана вдоль его оси, *м*; t – время, *с*; $\lambda_{fric} = \mu \cdot l_{seal} \cdot b_{seal} / \delta_{seal}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение; μ – динамическая вязкость жидкости, *Па·с*; $l_{seal} = \pi \cdot D_{seal}$ – длина окружности уплотнения, *м*; D_{seal} – диаметр уплотнения, *м*; b_{seal} – ширина уплотнения, *м*; δ_{seal} – зазор между уплотнением и корпусом, м; γ_{spr} – суммарная жёсткость пружин, *Н/м*; N_{flow} –сила, действующая от потока жидкости, *Н*; N_{spr} – суммарный предварительный натяг пружин, *Н*; $F_D = \pi \cdot D^2 / 4 - \pi \cdot d^2 / 4$ – площадь поверхности подвижного элемента со стороны полости B, $м^2$; p_{int1} – давление в полости B, *Па*; $F_d = \pi \cdot d^2 / 4$ – площадь поверхности подвижного элемента со стороны полости C, $м^2$; p_{int2} – давление в полости C, *Па*.

Сила, действующая на подвижный элемент со стороны потока жидкости в принципе складывается из двух составляющих: от статического перепада давления со стороны входа и выхода клапана N_{flow}^{stat} и гидродинамической силы N_{flow}^{dynam}, то есть

$$N_{flow} = N_{flow}^{stat} + N_{flow}^{dynam}. \quad (3)$$

Если для не сложных проточных частей клапанов статическая сила определяется по простым зависимостям, то гидродинамическая сила определяется по эмпирической зависимости [6]:

$$N_{flow}^{dynam} = c_{hydrodyn} \cdot F_p \cdot \rho \cdot v^2 / 2, \quad (2)$$

где F_p – площадь омываемой потоком жидкости поверхности подвижного элемента, $м^2$; $c_{hydrodyn}$ – коэффициент гидродинамической силы; ρ – плотность жидкости, $кг/м^3$; v – средняя по проходному сечению клапана скорость потока жидкости, *м/с*.

Коэффициент $c_{hydrodyn}$ аналогичен коэффициентам, выводимым в гидромеханике для определения сил, действующих на обтекаемое тело, и зависит от структуры обтекающего его потока жидкости.

Давления в полостях B и C связаны с изменением расходов, поступающих в них жидкости, а также с учётом расхода, обусловленного движением подвижного блока клапана:

$$F_d \cdot \rho \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{V_{int\,2}}{c^2} \cdot \frac{dp_{int\,2}}{dt} + \\ + \mu_{tr} \cdot F_{tr} \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_{int\,1} - p_{int\,2})}, \quad (3)$$

$$F_D \cdot \rho \frac{dx}{dt} + \mu_{tr} \cdot F_{tr} \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_{int\,1} - p_{int\,2})} = \\ = \frac{V_{int\,1}}{c^2} \cdot \frac{dp_{int\,1}}{dt} + G_{pipe}, \quad (4)$$

$$L_{mp} \frac{dG_{mp}}{dt} + R_{mp} \cdot G_{mp} = p_{n1} - p_{nн}, \quad (5)$$

где V_{int2} – объём полости C (см. рисунок 1), $м^3$; c – скорость звука в жидкости, *м/с*; $\mu_{tr} \cdot F_{tr}$

– суммарная эффективная площадь жиклёров, $м^2$; V_{int1} – объём полости В, $м^3$; G_{pipe} – расход жидкости через трубопровод, *кг/с*; $L_{pipe}=l_{pipe}/F_{pipe}$ – удельная акустическая индуктивность трубопровода, *1/м*; l_{pipe} – длина трубопровода, *м*; F_{pipe} – площадь проходного сечения трубопровода, $м^2$; $R_{pipe}=128\cdot\nu\cdot l_{pipe}/\left(\pi\cdot d_{pipe}^4\right)$ – гидравлическое сопротивление трубопровода, *1/(м·с)*; ν – кинематическая вязкость жидкости, *м/с*; d_{pipe} – диаметр проходного сечения трубопровода, *м*; $p_{in\ pump}$ – давление перед насосом, *Па*.

Расход жидкости через проточную часть клапана определяется зависимостью:

$$G=\mu_x\cdot F_x\sqrt{2\cdot\rho\cdot\left(p_{in}-p_{out}\right)}, \quad (6)$$

где $\mu_x\cdot F_x$ – эффективная площадь проходного сечения клапана, $м^2$; p_{in} – давление на входе в клапан, *Па*.

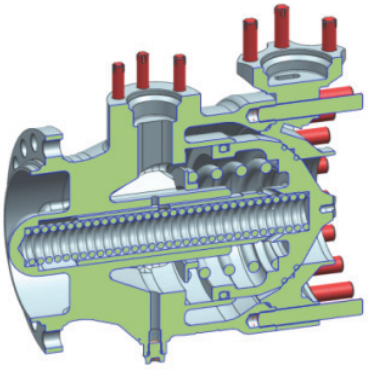
Таким образом, система дифференциальных и алгебраических уравнений (1)…(6) является математической моделью клапана, на основе которой можно рассчитать его статические и динамические характеристики, выбрать конструктивные параметры клапана, при которых удовлетворяются заданные к агрегату требования.

3 Численное моделирование, результаты исследований

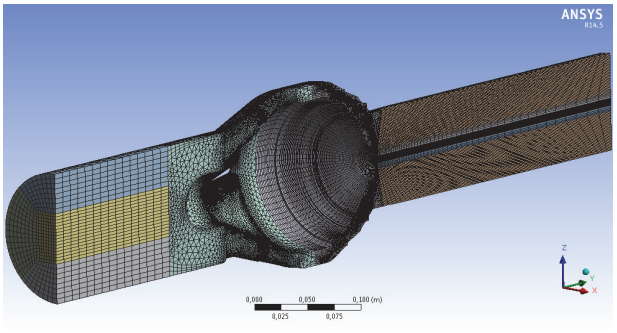
В математической модели клапана основной трудностью является аналитическое описание гидродинамической силы, действующей на его подвижный элемент. Это является следствием того, что гидродинамическая сила зависит от структуры потока в проточной части клапана. При этом канал, образованный профилем подвижного элемента и корпусом в реальных конструкциях может быть сложной формы, что ещё больше усложняет задачу расчёта гидродинамической силы.

Рассмотрим расчёт гидродинамической силы и дроссельных характеристик клапана с применением методов численного моделирования. Для этого в программном пакете NX построена геометрическая модель клапана (рисунок 2,а) и на её основе построен гидравлический домен проточной части клапана с учётом требований к расчётной модели (рисунок 2,б).

В программном пакете ANSYS была построена конечно-элементная модель (рисунок 2,б) и проведен расчёт гидродинамических параметров [7, 8].



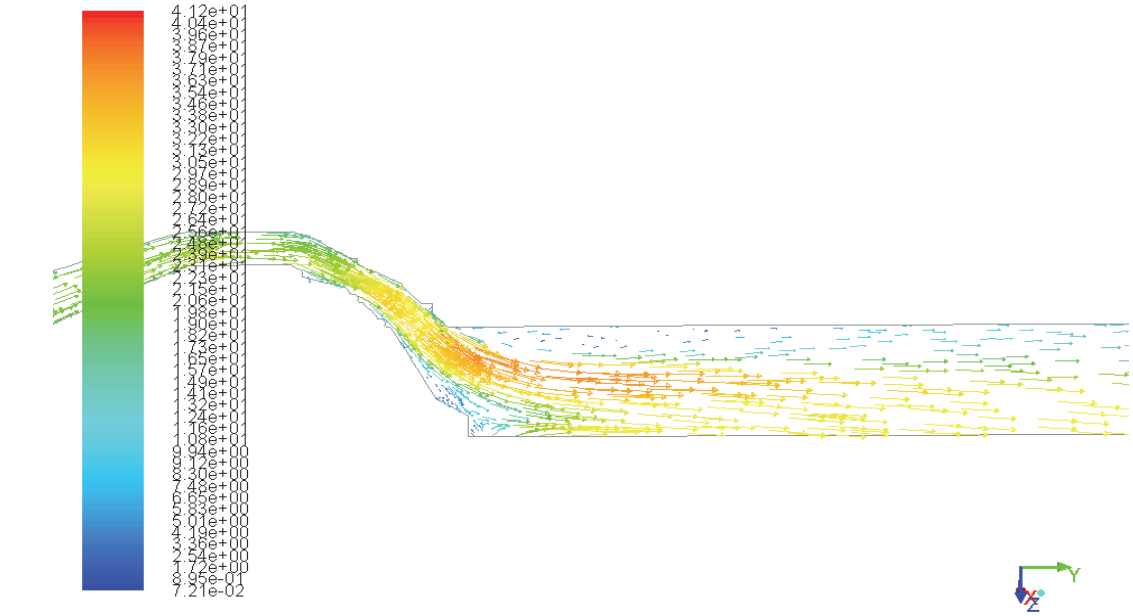
а



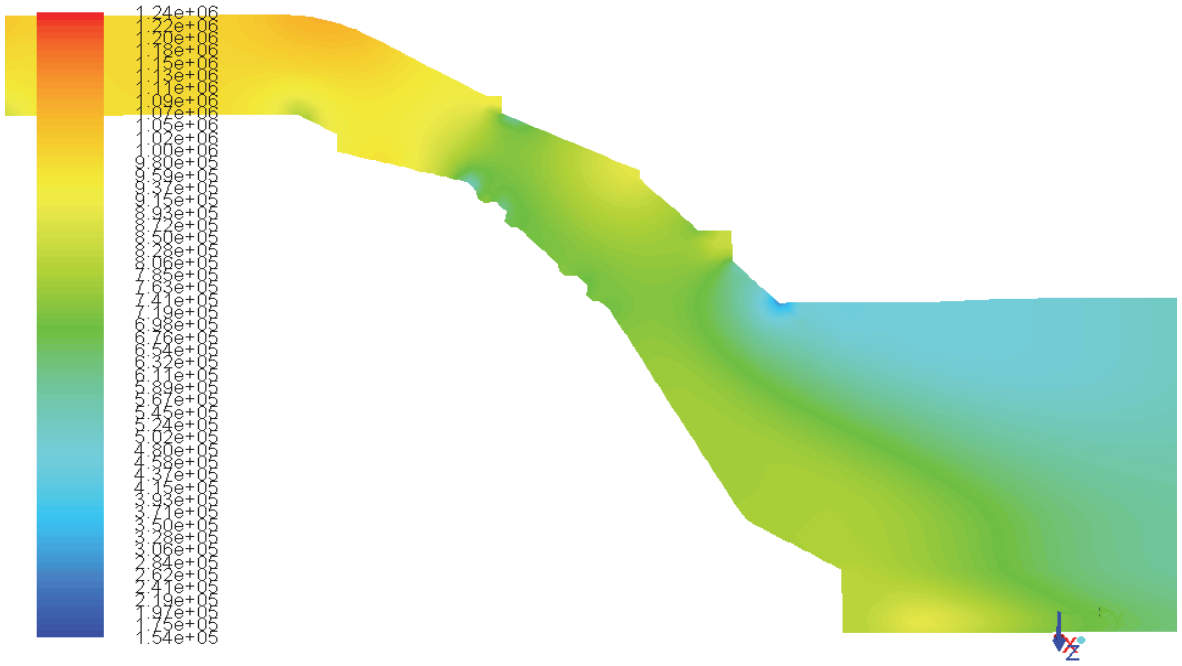
б

Рисунок 2. Продольный разрез клапана (а)
и гидравлический домен его проточной части (б)

Пример рассчитанных параметров представлен на рисунках 3 и 4.

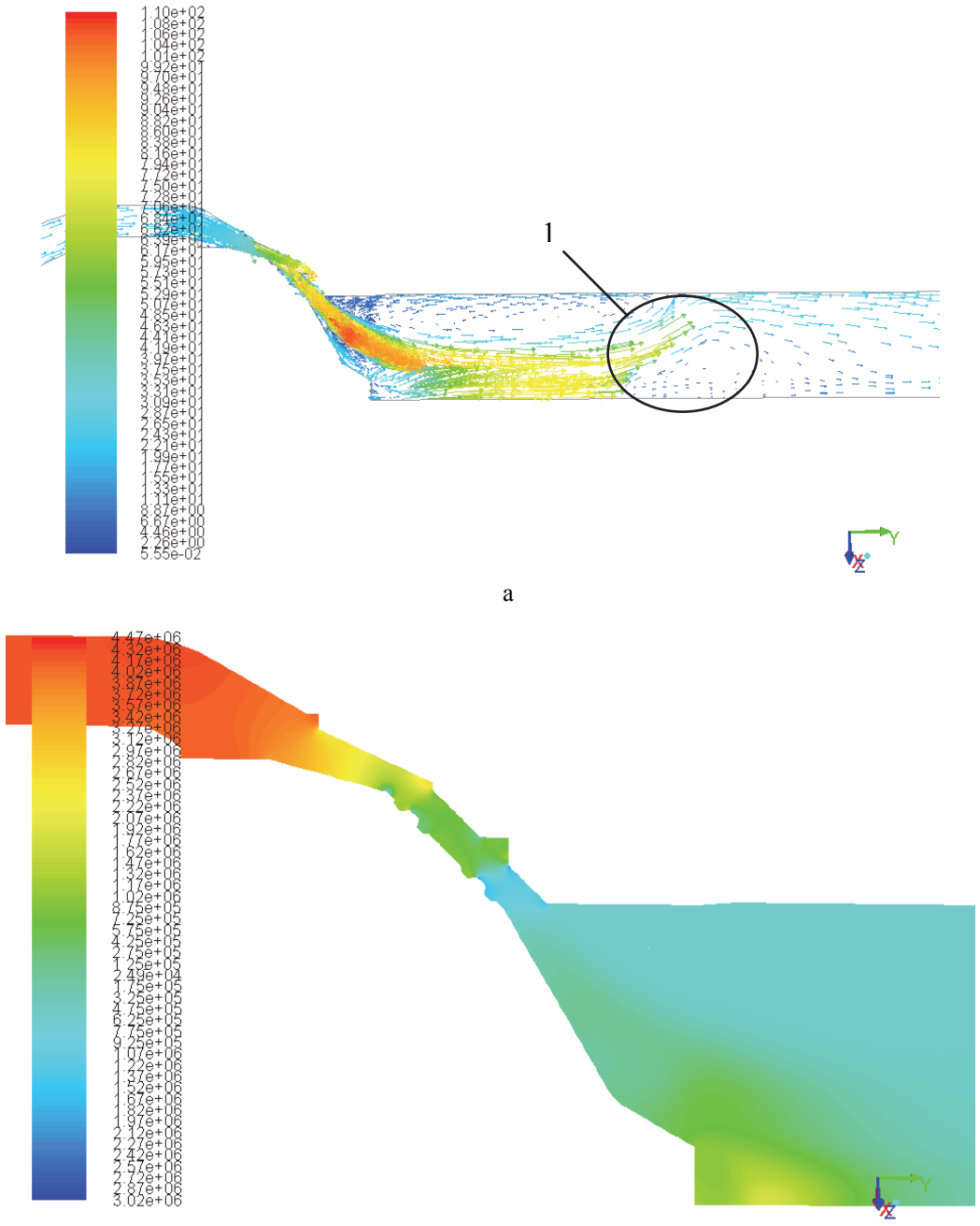


а



б

Рисунок 3. Рассчитанные поля скоростей (а)
и давлений (б) при полностью открытом клапане



а

б

Рисунок 4. Рассчитанные поля скоростей (а) и давлений (б)
при открытом на 1/3 клапане:1 – зона обратных токов

На основе рассчитанных параметров были построены дроссельные характеристики клапана в полностью открытом положении и в двух промежуточных положениях (рисунок 5). Как видно из графиков, при полностью открытом клапане расчётная и экспериментальная характеристики имеют полное совпадение, что говорит об адекватности расчётной модели.

Несовпадение расчётных и экспериментальных характеристик при промежуточных положениях клапана объясняется появлением вторичных потерь в проточной части на выходе из клапана (см. рисунок 4, элемент 1), что не наблюдалось при полностью открытом клапане.

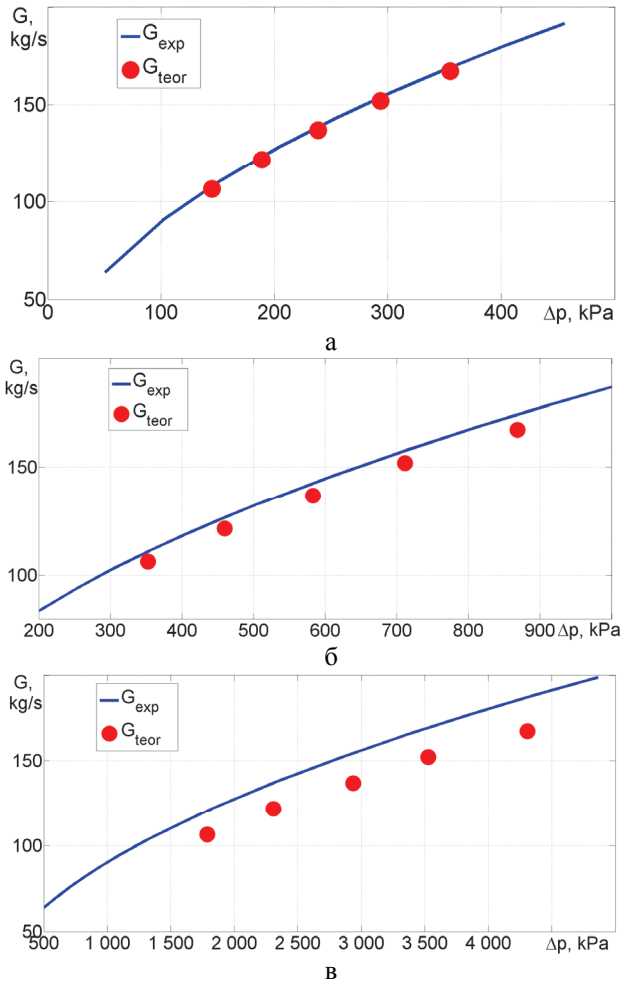
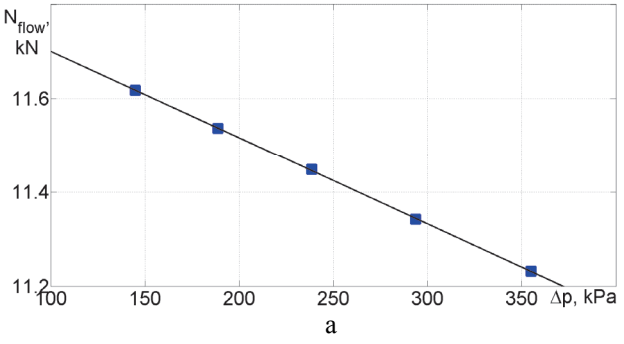


Рисунок 5. Дроссельные характеристики клапана при полностью открытом (а), открытом на 2/3 (б) и открытом на 1/3 (в) положениях (сплошные кривые – аппроксимация экспериментальных данных, не приведенных на графиках в виде точечных обозначений, красные точки – расчётные данные)

Построенные в результате расчёта зависимости силы N_{flow} от перепада давлений на клапане для трёх вышеупомянутых положений, изображены на рисунке 6.



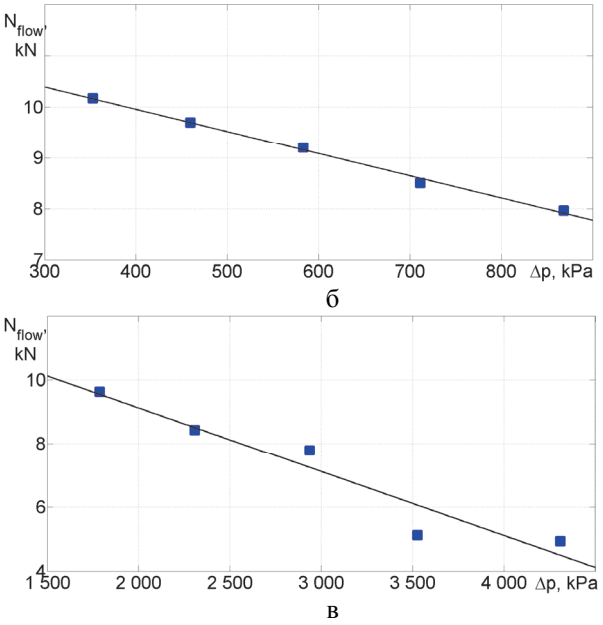


Рисунок 6. Зависимость силы, действующей со стороны потока жидкости на подвижный элемент клапана от перепада давлений при полностью открытом (а), открытом на 2/3 (б) и открытом на 1/3 (в) его положениях (сплошные линии – аппроксимация расчётных зависимостей, представленных точками)

На рисунках 6 наблюдается падение силы N_{flow} от потока жидкости в клапане вследствие увеличения её гидродинамической составляющей N_{flow}^{dynam}, направление которой совпадает с направлением движения жидкости в клапане. Из представленных зависимостей следует, что чем больше перепад давления на клапане или скорость потока жидкости, тем больше гидродинамическая сила.

Разработанная авторами математическая модель клапана с учётом гидродинамической силы позволит в дальнейшем провести исследование статических и динамических характеристик клапана, определить его быстродействие, что является важным при расчёте динамических характеристик ЖРД.

4 Заключение

Разработанная математическая модель клапана ЖРД может быть использована для анализа его динамических характеристик, а также прогнозирования изменения его характеристик при изменении параметров клапана, например при решении задач оптими-

зации или рассмотрения влияния разброса параметров в процессе изготовления клапана на динамические свойства двигателя.

Список использованных источников

[1] Бойко В.С. Конох В.И. Оценка влияния параметров рабочей жидкости на время срабатывания электрогидроклапана // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. №1 (98).

[2] Крассов, И.М. Гидравлические элементы в системах управления. Изд. 2-е, переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1967. 256 с.

[3] Овсянников Б.В., Боровский Б.И.Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [учеб. для авиац. спец. вузов]. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 375 с.

[4] Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками / А.И. Бабкин, С.И. Белов, Н.Б. Рутовский [и др.] М.: Машиностроение, 1978.328 с.

[5] Пневмо- гидравлические системы двигательных установок с жидкостными ракетными двигателями / В.Н. Челомей, Д.А. Полухин, Н.Н. Миркин, В.М. Орещенко, Г.Л. Усов [под ред. акад. В.Н. Челомея]. М.: Машиностроение, 1978. 240 с.

[6] Теория автоматического управления ракетными двигателями / А.А. Шевяков, В.М. Калнин, Н.В. Науменкова, В.В. Дятлов. М.: Машиностроение, 1987. 320 с.

[7] CFX-TASCflow manuals, version 15 . AEA Technology, 2010.

[8] FIDAP manuals version 8.52. FLUENT Incorporated, 2009.

MATHEMATICAL MODEL LRE VALVE GIVEN THE HYDRODYNAMIC FORCES

Asgat G. Gimadiev,
Dmitry M. Stadnik,
Dmitry S. Bratchinin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
gimadiev_ag@mail.ru

A mathematical model of the LRE main valve taking into account the hydrodynamic forces calculated in the software package ANSYS. Valve flow vs pressure drop characteristics calculated for varying degrees of its opening. Fluid flow forces acting on the movable valve member as a function of pressure drop at different valve open ratio presentedl: the fully open position; open at one third and two thirds. It has been shown that the hydrodynamic force acting on the movable valve element directed towards the valve closure and is linearly dependent on the differential pressure across the valve. The greater the pressure drop across the valve, the greater the hydrodynamic force. According to the proposed mathematical model the valve dynamic characteristics and its performance taking into account the hydrodynamic forces can be calculated.

Key words: *LRE, differential valve, mathematical model, hydrodynamic force, ANSYS, calculations, graphical dependencies.*

References

[[1] Bojko V.S. Konox V.I. Ocenka vliyaniya parametrov rabochej zhidkosti na vremya srabaty'vaniya e'lektrogidroklapana // Aviacionno-kosmicheskaya texnika i texnologiya. 2013. №1 (98).

[2] Krassov, I.M. Gidravlicheskie e'lementy' v sistemax upravleniya. Izd. 2-e, pererabot. i dop. M.: Mashinostroenie, 1967. 256 s.

[3] Ovsyannikov B.V., Borovskij B.I.Teoriya i raschet agregatov pitaniya zhidkostny'x raketny'x dvigatelej [ucheb. dlya aviac. spec. vuzov]. 3-e izd., pererab. i dop. M.: Mashinostroenie, 1986. 375 s.

[4] Osnovy' teorii avtomaticheskogo upravleniya raketny'mi dvigatel'ny'mi ustanovkami / A.I. Babkin, S.I. Belov, N.B. Rutovskij [i dr.] M.: Mashinostroenie, 1978.328 s.

[5] Pnevmo- gidravlicheskie sistemy' dvigatel'ny'x ustanovok s zhidkostny'mi raketny'mi dvigatelyami / V.N. Chelomej, D.A. Poluxin, N.N. Mirkin, V.M. Oreshhenko, G.L. Usov [pod red. akad. V.N. Chelomeya]. M.: Mashinostroenie, 1978. 240 s.

[6] Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketny'mi dvigatelyami / A.A. Shevyakov, V.M. Kalnin, N.V. Naumenkova, V.V. Dyatlov. M.: Mashinostroenie, 1987. 320 s. [6] Shevyakov, A.A. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketny'mi dvigatelyami [Tekst] / A.A. Shevyakov, V.M. Kalnin, N.V. Naumenkova, V.V. Dyatlov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 320 s.

[7] CFX-TASCflow manuals, version 15 [Text]. - AEA Technology, 2010.

[8] FIDAP manuals version 8.52. [Text]. - FLUENT Incorporated, 2009.

УДК 629.7:061.6

ОЦЕНКА ДОБРОТНОСТИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ

В.И. Санчугов,
Н.В. Батанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
batanovn@mail.ru

Разработана математическая модель цилиндрического трубопровода, содержащего дросселирующий (распределительный) элемент. Модель позволяет оценить добротность трубопровода при неустановившемся течении жидкости.

***Ключевые слова**: Течение жидкости, режим течения, линейные, нелинейные и инерционные потери, резонанс, добротность*

1 Введение

Определение статических и динамических характеристик гидравлических систем имеет большое значение при расчёте любых изделий.

При этом наибольшую трудность расчёта составляет оценка динамических характеристик трубопроводов. Полное сопротивление трубопровода определяется импедансом учитывающим активные и инерционные потери давления жидкости:

$$Z_{mp} = \mathrm{Re}\, Z_{mp} + jJmZ_{mp} \qquad (1)$$

где ReZ_{mp} – действительная часть импеданса;

$jJmZ_{mp}$ – мнимая составляющая импеданса.

Накопленный за многие годы объем знаний позволяет рассчитать статические расходные характеристики систем с учетом различных факторов: материала и технологии изготовления трубопроводов, характеристики рабочей жидкости, геометрия проточной части агрегатов и т.д. Теоретические и экспериментальные данные обобщены в виде графиков, таблиц, номограмм, и в целом позволяют рассчитать параметры установившегося течения жидкости.

Однако использование полученных ранее данных, основанных на вычислении числа Рейнольдса, с одной стороны неудобно для выполнения автоматизированных расчётов, а с другой стороны не определяет влияние неустановившегося режима течения на его характеристики.

2 Теоретическое описание процесса

В настоящей работе предпринята попытка разработки математической модели процесса неустановившегося колебательного течения жидкости с использованием программного комплекса Matlab Simulink.

При этом определялось соотношение инерционного и активного составляющих импеданса. Такое соотношение, по аналогии с электротехникой, определяется как «добротность» трубопровода, и записывается в виде:

$$D = \frac{|\mathrm{Im}\, Z|}{\mathrm{Re}\, Z} = \frac{\omega L}{\mathrm{Re}\, Z} \qquad (2)$$

где: $L = \dfrac{\rho l}{S}$ - индуктивность;

$S = \dfrac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода;

ρ - плотность жидкости;

l – длина трубопровода;

d – диаметр трубопровода.

$\mathrm{Re}\, Z$ – активное сопротивление;

ω - частота колебаний.

В основу настоящей работы положены исследования академика Шорина В.П. [1] и профессора Санчугова В.И. [2], выполненные для коротких каналов агрегатов гидроавтоматики. Эти исследования показали следующее:

- результаты расчёта гармонического течения жидкости совпадают с результатами расчёта стационарного течения жидкости;

- параметры течения жидкости с достаточной степенью точности описываются уравнением прямой в координатах $\mathrm{Re}\, Z_{тр} = f(Q)$

$$\mathrm{Re}\, Z_{тр} = a + bQ, \text{ где} \quad (3)$$

a – составляющая импеданса при ламинарном течении;

b – коэффициент при нелинейной составляющей импеданса, имеющая смысл тангенса угла наклона прямой по уравнению (3) при соответствующих значениях импеданса и расхода жидкости.

Q – расход жидкости.

Расчёты гармонического течения жидкости в трубопроводах стендовых систем с длинами от 200 до 1000 мм при диаметрах от 4 до 20 мм требуют создания математических моделей таких трубопроводов, использующих возможности современного вычислительного программного обеспечения.

Ниже представлены модели для расчёта течения жидкости в среде Matlab Simulink, которая позволяет решать подобные задачи.

Методику расчёта линейных и нелинейных потерь можно принять согласно классической теории гидравлики, используемой , в частности, Френкелем Н.З., Идельчиком И.Е., Абрамовым Е.И. [4,5,6].

Перепад давления при стационарном течении жидкости определяется суммой составляющих:

$$\Delta P = \Delta P_{лам} + \Delta P_{ТР} + \Delta P_{М.С.} \quad (4)$$

$$\text{где } \Delta P_{лам} = \frac{128 \rho v l Q_{лам}}{\pi d^4} \quad (5)$$

- перепад давления, вызванный потерями при ламинарном режиме течения (до *Re=2300*).

$$\Delta P_{ТР} = \lambda \frac{\rho \cdot l}{d} \cdot \frac{V^2}{2} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l \cdot Q_{турб}^2}{2 \cdot d \cdot S^2} \quad (6)$$

- потери на трение по длине трубопровода при турбулентном режиме течения жидкости.

$$\Delta P_{М.С.} = \xi_{\Sigma} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \frac{\xi_{\Sigma} \cdot \rho \cdot Q_{турб}^2}{2 \cdot S^2} \quad (7)$$

- потери давления на местных сопротивлениях при турбулентном режиме течения жидкости.

В выражениях (5) – (7) обозначено:

$Q_{турб}$ – расход жидкости при турбулентном режиме;

$Q_{лам}$ – расход жидкости при ламинарном режиме;

ξ_{Σ} - суммарный коэффициент потерь давления при местном сопротивлении;

λ - коэффициент сопротивления по длине трубопровода.

Методика используемая авторами Абрамовым Е.И., Колесниченко К.А., Масловым В.Т. [6] определяет суммарный коэффициент потерь давления при местном сопротивлении следующим образом:

$\xi_{\Sigma} = \xi_{ВХ} + \xi_{ВЫХ} + \xi_{РУ}$ - который включает в себя потери на входе в трубопровод, на выходе из трубопровода, и потери при прохождении распределительного устройства;

Коэффициент сопротивления по длине трубопровода:

$\lambda = 0{,}316 \cdot \mathrm{Re}^{-0.25}$ - коэффициент сопротивления по длине трубопровода.

Определение численных значений коэффициентов ξ и λ посвящено огромное число публикаций, результаты которых имеют значительные разбросы. Так коэффициент сопротивления для стальных трубопроводов при числах Рейнольдса от 10^3 до 10^8 рекомендуется выбирать в диапазоне от 0,05 до 0,2.

С учётом изменения геометрии потока на входе и выходе трубопровода коэффициент трения может достигать значений 1,5 – 2,0 при числах Рейнольдса от 10^3 до 10^8.

При самом плавном сужении и расширении потока, коэффициент потерь может быть снижен до 0,03 – 0,04.

Для расчёта коэффициента сопротивления при местном сопротивлении необходимо выбрать тип входа в трубопровод (с фаской, скругленный, плавное сужение, с острой кромкой).

Коэффициент местных сопротивлений ξ распределительных и запорных элементов (распределительных золотников, запорных и обратных клапанов) имеет значительные разбросы и (ориентировочно) при $\mathrm{Re}=10^4$ – 10^6 составляют от 3 до 20 единиц.

Как показали работы многочисленных учёных и специалистов [1,2,3] гладкие цилиндрические трубопроводы отличаются высокой добротностью. Поэтому для практики представляет интерес расчёт течения жидкости в трубопроводе, содержащем клапанные устройства и различные распределители потоков жидкости. Сопротивление таких устройств даже в открытом положении может достигать весьма значительных величин за счёт искривления потока и изменения площади проходного сечения положения дросселирующих элементов и т.д. По этой причине в работе учтено условное распределительное устройство с сопротивлением ξ_{PY}, чтобы определить реальную картину процесса течения жидкости.

В исследованиях проведенных Шориным В.П. и Санчуговым В.И. [1,2,3] установлено, что графический вид зависимости импеданса от расхода жидкости справедлив для всех возможных режимов течения в трубопроводе. Т.е. уравнение прямой полученное для стационарного режима течения применимо и для пульсирующих режимов. При больших значениях расхода, линейными потерями можно пренебречь, т.к. они слишком малы по сравнению с нелинейными потерями, и можно принять что прямая нелинейного участка начинается из начала координат.

3 Модель динамического процесса течения жидкости

Для упрощения вычислений было принято решение об использовании модели, где источником служит не гармонический сигнал расхода, а постоянный сигнал амплитуды расхода. Данная модель представлена на рисунке 1. Также стоит отметить, что использование упрощенной модели позволит избежать некоторых неточностей, связанных с прохождением нулевой отметки сигналов расхода и давления, когда производная становится равной бесконечности, а также необходимостью сдвига по фазе значения нелинейных потерь.

Подставив полученные значения в модель, меняя расход жидкости и частоту возбуждения колебаний, получены кривые зависимостей добротности трубопровода от расхода жидкости (рисунки 2,3,4).

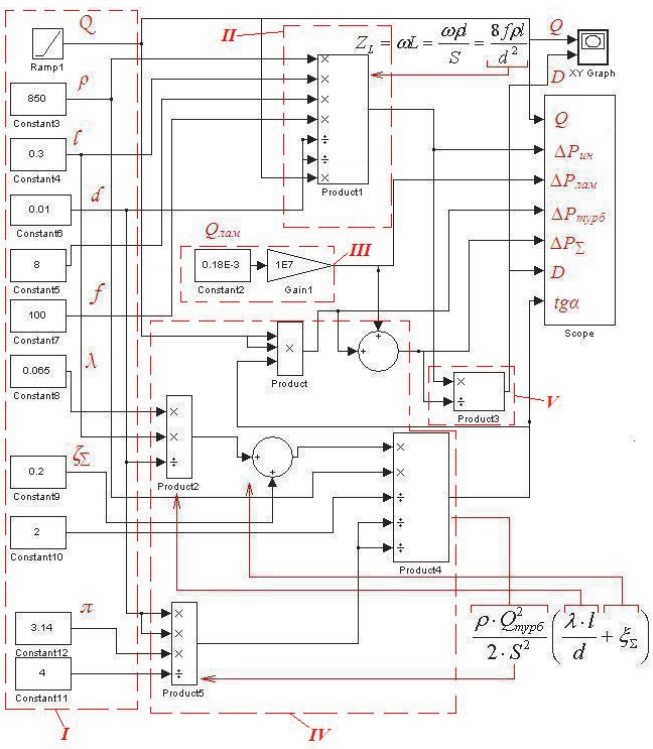


Рисунок 1 Математическая модель
с амплитудным источником:
I **–** блок ввода исходных данных;
***II*–** блок вычисления инерционного перепада;
***III*–** блок вычисления линейного перепада;
***IV*–** блок вычисления нелинейного перепада;
***V*–** блок вычисления добротности.

Используя вышеуказанные формулы (1) – (7) выполнены расчёты для базового трубопровода со следующими параметрами: *d=10 мм, l=300 мм. Р*абочая жидкость - масло АМГ-10: *плотность p=850 кг/м^3, кинематическая вязкость v=10 x10^{-6} м^2 /сек.*

Граничное значение расхода при котором происходит смена ламинарного режима течения жидкости на турбулентный, равно:

$$Q_{лам} = \frac{\mathrm{Re}\pi d\nu}{4} = 0{,}18\cdot 10^{-3}\, м^3/с.$$

Расход при гарантированном турбулентном течении определялся при *Re=23000:*

$$Q_{турб} = \frac{\mathrm{Re}\pi d\nu}{4} = 1{,}8\cdot 10^{-3}\, м^3/с.$$

Перепад давления вызванный потерями при ламинарном режиме течения:

$$\Delta P_{лам} = \frac{128\rho\nu l Q_{лам}}{\pi d^4} = 10^7\cdot Q_{лам} = 0{,}18\cdot 10^4 \quad (8)$$

Коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода при $\mathrm{Re} \geq 10^4$ при отношении толщины стенки трубопровода к его диаметру [4] $\frac{\Delta}{d} = 0{,}004$

$$\lambda = 0{,}065 \qquad (9)$$

Сопротивление входа и выхода принято одинаковым, радиус скругления входной фаски трубопровода равен *r=2мм*, диаметр трубопровода равен *d=10мм*. Коэффициент потерь давления при местном сопротивлении равен сумме следующих коэффициентов:

- сопротивление входа/выхода: $\xi_{вх} = \xi_{вых} = 0{,}5...0{,}03$ (зависит от отношения радиуса скругления к диаметру трубопровода);
- сопротивление распределительного устройства варьируется $\xi_{РУ} = 2...5$ (зависит от отношения диаметра трубопровода и диаметра внутреннего проходного элемента распределительного устройства).

Таким образом, суммарный коэффициент потерь на местных сопротивлениях без распределительного устройства был принят:

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{ВХ} + \xi_{ВЫХ} = 0{,}1 + 0{,}1 = 0{,}2 \qquad (10)$$

В реальной гидросистеме имеют место большое количество различных сопротивлений, это различные проточки, каналы, пазы, полости, шероховатости, запорные и регулирующие устройства. Для расчёта использован идеальный трубопровод без каких либо сопротивлений кроме сопротивлений входа/выхода, затем, для оценки влияния сопротивления запорно-регулирующей арматуры, добавлено сопротивление регулирующего устройства $\xi_{РУ}$. Зависимость добротности от расхода с изменением коэффициента сопротивления ξ_{Σ} представлена на рисунке 8. Коэффициенты сопротивлений запорных вентилей меняются в диапазоне от 0,6 до 5,0.

После подстановки всех полученных данных в формулу 4, получены следующие потери давления:

$$\begin{aligned} \Delta P_{турб} &= \Delta P_{ТР} + \Delta P_{М.С.} = \\ &= \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l \cdot Q_{турб}^2}{2 \cdot d \cdot S^2} + \frac{\xi_{\Sigma} \cdot \rho \cdot Q_{турб}^2}{2 \cdot S^2} = \\ &= \frac{\rho \cdot Q_{турб}^2}{2 \cdot S^2}\left(\frac{\lambda \cdot l}{d} + \xi_{\Sigma}\right) = \\ &= 1{,}48 \cdot 10^{11} Q_{турб}^2 \end{aligned} \qquad (11)$$

Расход при турбулентном режиме (Re=23000) равен $Q_{турб} = 1{,}8 \cdot 10^{-3}\, м^3/с$, в этом случае перепад будет равен:

$\Delta P_{турб} = 1{,}48 \cdot 10^{11} Q_{турб}^2 = 0{,}48 \cdot 10^6 [Па]$

В модели программы Matlab Simulink в качестве коэффициента усиления звена используется значение передаточной функции (в нашем случае - импеданса):

$$\mathrm{Re}\, Z_{л} = \frac{\Delta P_{лам}}{Q_{лам}} = 10^7, \left[\frac{кг}{м^4 \cdot с}\right]; \qquad (12)$$

$$\mathrm{Re}\, Z_{н} = \frac{\Delta P_{турб}}{Q_{турб}} = 0{,}27 \cdot 10^9, \left[\frac{кг}{м^4 \cdot с}\right]; \qquad (13)$$

И перепад давления, обусловленный инерцией жидкости, заключенной в трубопроводе:

$$\left|\mathrm{Im}\, Z\right| = \omega L; \qquad (14)$$

где: L - индуктивность;

ω - частота колебаний.

Уравнение прямой (зависимости импеданса от расхода) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \mathrm{Re}\, Z &= \mathrm{Re}\, Z_{Л} + \mathrm{Re}\, Z_{Н} = \\ &= 10^7 + 0{,}27 \cdot 10^9 \cdot Q, \left[\frac{кг}{м^4 \cdot с}\right] \end{aligned} \qquad (15)$$

Тангенс угла наклона участка прямой «2» на рисунке 2 будет равен:

$$\begin{aligned} tg\alpha &= \frac{\mathrm{Re}\, Z_{турб}}{Q_{турб}} = \\ &= \frac{0{,}28 \cdot 10^9}{1{,}8 \cdot 10^{-3}} = 1{,}48 \cdot 10^{11}. \end{aligned} \qquad (16)$$

Модель позволяет значительно сократить временные затраты на расчёт системы. В модель вносятся исходные данные, и производится расчёт учитывая инерционные, линейные и нелинейные потери.

4 Результаты моделирования

На рисунке 2 представлена зависимость добротности трубопровода от расхода жидкости.

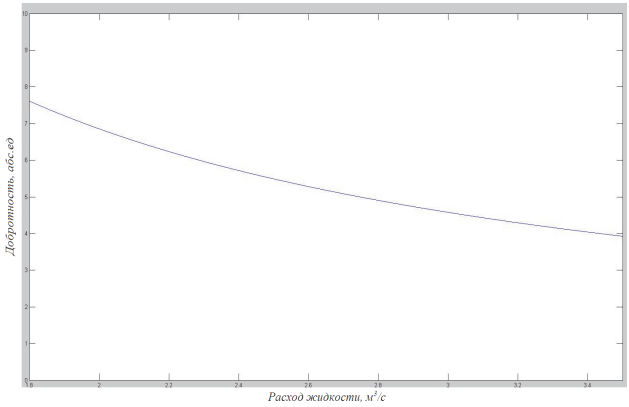


Рисунок 2 Зависимость добротности трубопровода от расхода жидкости
d=0,01м, l=0,3 м, f=100 Гц

Проанализировав значения добротности для рассматриваемого трубопровода, можно сделать вывод о том, что данный трубопровод обладает достаточной добротностью для возникновения резонанса.

На рисунке 3 представлена зависимость добротности трубопровода от частоты возбуждения.

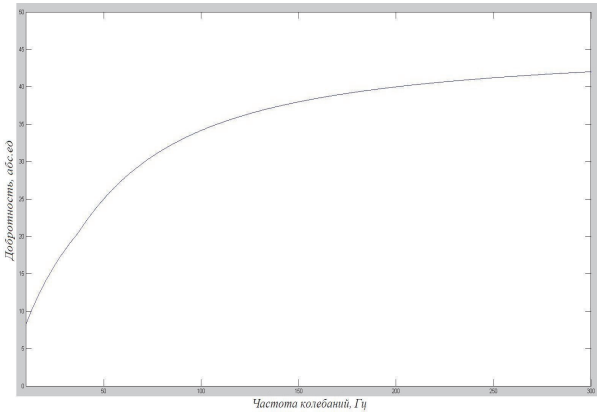


Рисунок 3 Зависимость добротности трубопровода от частоты возбуждения
d=0,01м, l=0,3 м

Далее приведена графическая зависимость добротности от расхода жидкости для рассматриваемого трубопровода (d=0,01м, l=0,3 м) от сопротивлением установленного распределительного устройства (рисунок 4).

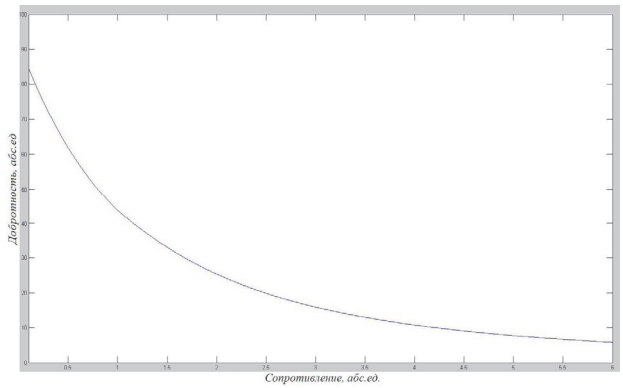


Рисунок 4 Зависимость добротности трубопровода от сопротивления распределительного устройства

5 Заключение

Разработана математическая модель расчёта течения жидкости в прямом цилиндрическом трубопроводе, позволяющая определить добротность трубопровода, с учетом длины и диаметра трубопровода, частоты колебаний,11 расхода жидкости, и сопротивления распределительного устройства. Данная модель может быть использована при проектировании элементов стенда использующего резонансные режимы течения жидкости, и при других проектировочных расчётах.

Список использованных источников

[1] Шорин В.П., Устранение колебаний в авиационных трубопроводах – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с., ил.;

[2] Санчугов, В.И. Методы отработки агрегатов и систем авиационной техники с использованием пульсирующих потоков жидкости: Дисс. … д.т.н. - Самара: СГАУ, 1998. - 326 с.

[3] Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с., ил.;

[4] Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.

[5] Калекин, В.С., С.Н. Михайлец. Гидравлика и теплотехника: Учебное пособие. -Омск: ОмГТУ, 2007. 320 с.

[6] Исаев Ю.М., Коренев В.П. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие. -М: Академия, 2013. 176 с.

[7] Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.Н. Гидравлические и пневматические системы. Учебное пособие. — М.: Высш. шк., 2006. - 534 с: ил.

[8] A. Osman Akan ,Open Channel Hydraulics, ISBN 9780750668576; 2010 г. -384с.

[9] Jackson Lowis D'Aguilar, Hydraulic Manual, ISBN 9781149096796,2011г. -516с.

EVALUATION OF STRAIGHT PIPE Q-FACTOR AT UNSTEADY FLOW OF A FLUID

Valery I. Sanchugov,
Nikita V. Batanov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
batanovn@mail.ru

A mathematical model of a cylindrical pipe containing a throttle (set) element. The model allows us to estimate the quality factor of the pipeline in unsteady fluid flow.

Keywords: *Fluid flow, flow regime, linear, nonlinear and inertial losses, resonance, quality factor*

References

[1] Shorin V.P., Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah – M.: Mashinostroenie, 1980. – 156 s., il.;
[2] Sanchugov, V.I. Metody otrabotki agregatov i sistem aviacionnoj tehniki s ispol'zovaniem pul'siruju-shhih potokov zhidkosti: Diss. … d.t.n. - Samara: SGAU, 1998. - 326 s.
[3] Idel'chik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 672 s., il.;
[4] Shejpak A.A. Gidravlika i gidropnevmoprivod. Uchebnik dlja VUZov. - M.: MGIU, 2004.
[5] Kalekin, V.S., S.N. Mihajlec. Gidravlika i teplotehnika: Uchebnoe posobie. -Omsk: OmGTU, 2007. 320 s.
[6] Isaev Ju.M., Korenev V.P. Gidravlika i gidropnevmoprivod: Uchebnoe posobie. -M: Akademija, 2013. 176 s.
[7] Shirtladze A.G., Ivanov V.I., Kareev V.N. Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Uchebnoe posobie. — M.: Vyssh. shk., 2006. - 534 s: il.
[8] A. Osman Akan ,Open Channel Hydraulics, ISBN 9780750668576; 2010 g. -384s.
[9] Jackson Lowis D'Aguilar, Hydraulic Manual, ISBN 9781149096796,2011g.

УДК 621.22-225

Е.В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)(СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
Shakhm@ssau.ru

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ДИНАМИКИ И ВИБРОАКУСТИКИ МАШИН

Приведены разработанные с непосредственным участием автора методы и средства комплексного решения проблем динамики и виброакустики машин. Представлен обширный материал по подавлению колебательных процессов в пневмогидравлических системах, вибраций и шума в системах аэрокосмических изделий и наземных технологических установок. Перечислены примеры успешного решения задач по защите от пульсаций давления, вибраций и шума ряда изделий.

Ключевые слова: *Динамические процессы, пульсации давления рабочих сред, вибрации, шум, комплексное решение проблем, гасители пульсаций, демпферы, глушители шума, разработки, внедрение*

1 Введение

Работоспособность, ресурс и качество изделий машиностроения и аэрокосмической техники в значительной степени зависят от интенсивности гидродинамических и виброакустических процессов, к которым следует отнести пульсации рабочих сред, вибрацию механических элементов, излучаемый агрегатами системами шум.

Повышение удельной мощности и энерговооруженности изделий, снижение их габаритов и массы, увеличивают интенсивность виброакустических процессов, оказывающих в подавляющем большинстве случаев негативное, дестабилизирующее воздействие на работоспособность, надежность и ресурс:

- динамические нагрузки вызывают прочностные и усталостные поломки изделий;
- дестабилизируется работа устройств автоматики, повышается статическая погрешность систем регулирования, снижается их динамическое качество;
- ухудшаются условия контроля состояния машин, затрудняются измерения параметров рабочих процессов.

Повышенные шум и вибрация негативно воздействуют на оператора изделия, снижая его производительность и нанося вред здоровью. Особое значение исследованиям виброакустических процессов придается в аэрокосмической технике, наземном транспорте, а также на надводном и подводном флоте, в котором виброакустические характеристики являются важными техническими параметрами объектов.

Проблема снижения интенсивности виброакустических процессов в механических и гидрогазовых системах (ГГС) носит комплексный характер, ее решение обеспечит не только работоспособность и улучшенные технические характеристики машин и оборудования, но и увеличит эффективность работы системы «человек-машина», имеет огромное социальное значение.

Следует отметить, что виброакустика машин тесно связана с их динамикой. Исследованию динамических процессов в машинах посвящено множество научных трудов, среди которых следует отметить работы Ганиева Р.Ф., Гликмана Б.Ф., Колесникова К.С., Кузнецова Н.Д., Попова Д.Н., Сойфера А.М., Фролова К.В., Шорина В.П. и др.

Проблемы виброакустики рассматриваются в работах: Иванова Н.И., Клюкина И.И., Кузнецова А.В., Луканина В.Н., Месхи Б.Ч., Мунина А.Г., Никифорова А.С., Осипова Г.Л., Тартаковского Б.Д., Тольского В.Е., Халецкого Ю.Д., Юдина Е.Я. и других.

В дальнейшем весь изложенный материал базируется на публикациях автора и других учёных, приведенных в списке использованных источников [1-20].

2 Виброакустика машин

В нашем понимании виброакустика машин рассматривается как междисциплинарное направление в науке, изучающее:

1) генерацию и распространение упругих колебаний в машинах в виде взаимодействующей совокупности: пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов, излучаемого шума;
2) воздействие виброакустических процессов на работоспособность машин.

В виброакустике машин основной задачей является разработка комплексного подхода к исследованию и коррекции виброакустических процессов в машинах и оборудовании как взаимодействующей совокупности пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов и излучаемого шума с учетом акустических и гидродинамических (в том числе вихревых) возмущений.

В рамках данного общего подхода решаются следующие задачи:

- обеспечение работоспособности машин в условиях виброакустических нагрузок;
- проектирование и разработка машин, обладающих низкой виброакустической нагруженностью, малошумных машин;
- снижение затрат (временных и материальных) на виброакустическую доводку машин;
- проектирование средств коррекции виброакустических характеристик машин;
- разработка методов и средств диагностики машин по виброакустическим полям;
- создание виброакустических технологий промывки и испытания гидравлических систем;
- разработка акустических бесконтактных методов и средств измерения пульсаций давления и вибрации изделий машиностроения и аэрокосмической техники.

Одним из основных источников колебаний и шума в изделиях машиностроения и аэрокосмической техники является возмущенная рабочая среда, процессы распространения возмущений в которой описываются уравнениями механики жидкости: Навье-Стокса, неразрывности, энергии. Рассмотрение указанных уравнений позволяет выделить три основных типа возмущений, распространяющихся в жидкости - акустическое, вихревое и энтропийное (тепловое). Возмущенное состояние рабочей среды для большого класса технических систем, в которых отсутствует интенсивные источники тепла, описывается взаимодействием акустической и вихревой мод возмущений.

Разработка методов и средств снижения интенсивности виброакустических процессов в машинах должна вестись с учетом особенностей возбуждения и взаимодействия этих мод. Интенсивность вихревых возмущений, связанных с турбулентным вихревым потоком, во многом зависит от его скорости, плотности рабочей среды и гидродинамического совершенства проточной части. Интенсивность волновых акустических процессов зависит от колебательной мощности источника, инерционных и упругих свойств среды и конструкции.

Высокое виброакустическое качество техники может быть обеспечено только за счет совместного применения методов коррекции (рисунок 1):

- виброакустического состояния систем за счет: коррекции виброакустических характеристик источника, применения гасителей колебаний, средств виброизоляции, вибродемпфирования, звукопоглощения и звукоизоляции;
- гидродинамического (вихревого) состояния потоков рабочей среды за счет: улучшения гидродинамического качества каналов и гидрогазовых трактов машин, применения глушителей шума выхлопных струй.

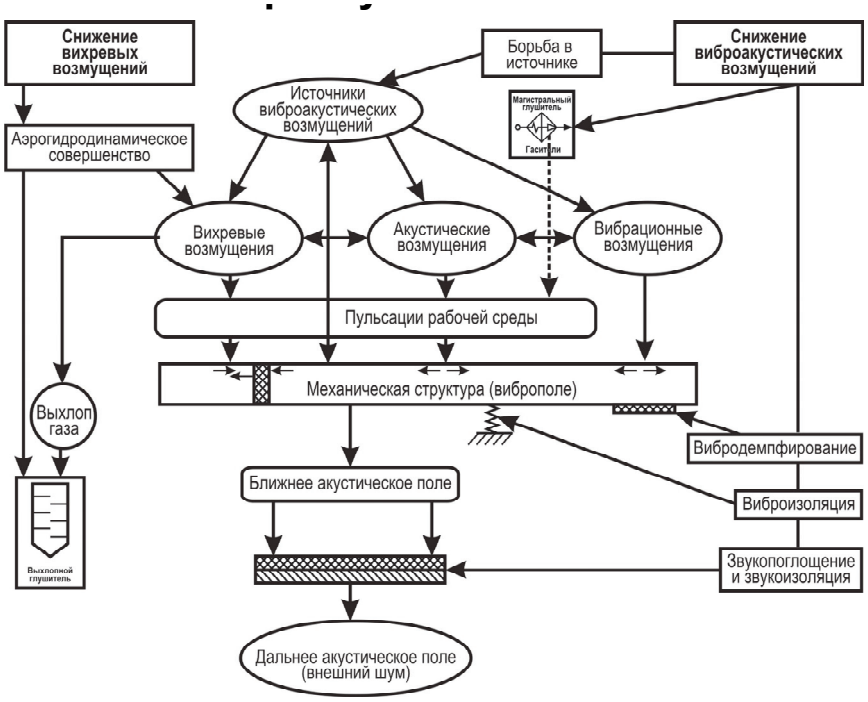


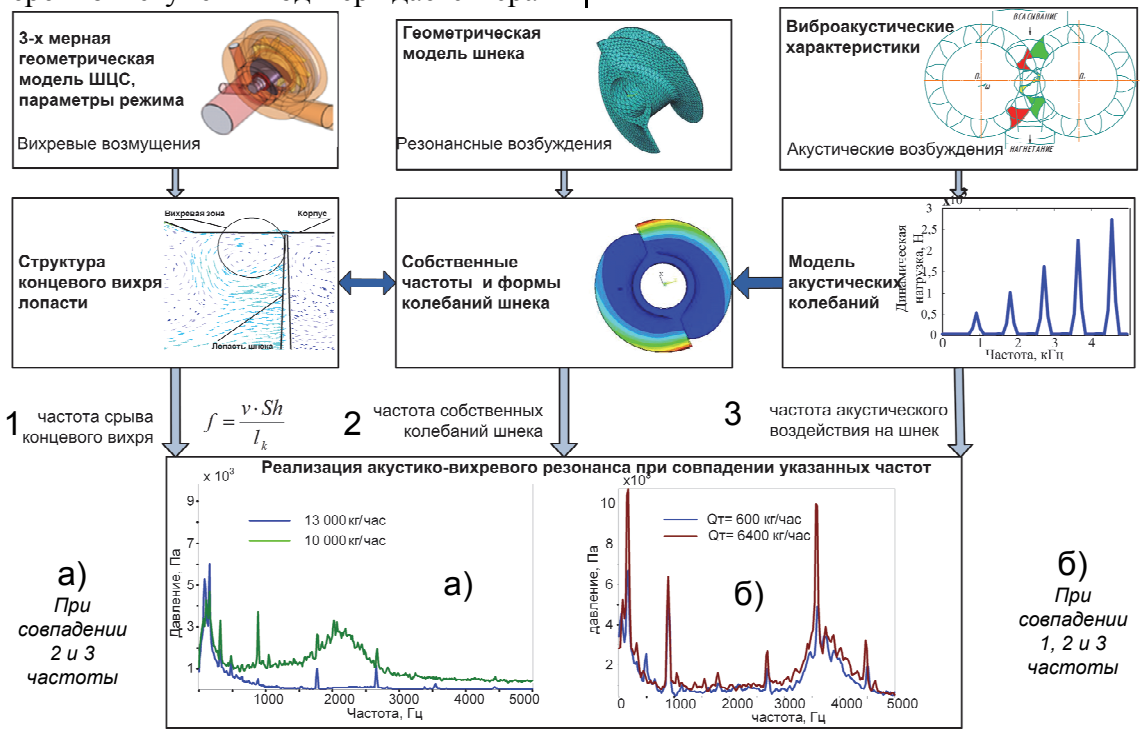
Рисунок 1. Комплексный подход к решению проблем виброакустики машин

3 Подавление вибраций конструкций и пульсаций рабочей среды

Наиболее эффективным методом снижения колебаний в машинах является метод подавления вибрации и пульсаций рабочей среды в источнике. Наибольший вклад в виброакустическую активность изделий машиностроения вносят двигатели, насосы, компрессоры, гидрогазовые дроссели, другие источники с интенсивными гидродинамическими и кавитационными процессами, включая свободные турбулентные струи. Распространение упругих колебаний от источника по рабочей среде реализуется в виде продольных акустических волн. Для их эффективного подавления применяются гасители колебаний и канальные глушители шума. Передача вибрационных возмущений по механической структуре машины осуществляется упругими продольными и поперечными волнами (изгибными, сдвиговыми и пр.).

Широкое применение в авиационных системах нашли комбинированные насосные агрегаты, содержащие подкачивающие шнекоцентробежные и основные шестеренные ступени. Такие агрегаты представляют собой сложную динамическую систему, в которой помимо эффектов усиления колебаний вследствие виброакустического взаимодействия ступеней, реализуются и гидродинамические эффекты, присущие лопастным гидромашинам. Установлено, например, что интенсивным источником возбуждения колебаний является концевой вихрь, периодически срывающийся с острых кромок лопастей шнека. Вихревые возмущения, взаимодействуя с пульсационными воздействиями от шестеренной ступени, вызывают колебания лопасти шнека, значительно увеличивающиеся резонансах. Увеличение вибрации лопасти приводит к интенсификации пульсаций давления, вызванных вихревыми возмущениями. Таким образом, реализуется акустико-вихревой резонанс лопасти насоса, приводящий к значительной динамической нагруженности конструкции (рисунок 2). Данный пример иллюстрирует эффекты взаимодействия виброакустических и гидродинамических возмущений, имеющих различную физическую природу, математическое описание и способы коррекции.

Адекватность модели взаимодействия вихревых возмущений в шнекоцентробежной ступени с колеблющимися лопастями шнека с учетом виброакустического влияния шестеренной ступени подтверждается сравнением спектров пульсаций давления на входе в насос, полученных экспериментально и в результате расчета.



Пульсации в шнековом преднасосе

Рисунок 2. Моделирование акустико-вихревого резонанса

Эффективным средством снижения пульсаций давления, генерируемых насосными агрегатами и другими источниками виброакустической нагруженности пневмогидромеханических систем, является применение специальных устройств – гасителей колебаний жидкости. Положительное влияние гасителей не ограничивается только эффектами снижения колебаний рабочей жидкости, но и приводит к снижению уровня вибрации, шума, излучаемого гидромеханическими системами, повышению усталостной прочности, уменьшению переменных напряжений в трубопроводных системах, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды.

Разработана система критериев оценки эффективности действия гасителей:

- критерии, оценивающие эффективность снижения пульсационных процессов - коэффициент вносимого затухания ($K_{вн}$), коэффициент бегущей волны ($K_{Б}$) (предложены В.П. Шориным);
- критерий, оценивающий изменение быстродействия системы после введения в нее гасителя колебаний - K_{τ} (предложен Е.В. Шахматовым);
- критерий, оценивающий эффективность снижения вибрационных нагрузок – коэффициент изменения вибрации ($K_{ИВ}$) (предложен А.Б. Прокофьевым).

На базе анализа и обобщения внедренных в промышленность гасителей колебаний разработаны обобщенная расчетная модель и классификация гасителей (рисунок 3), включающая схемы, начиная от простейших гасителей (блок А) и заканчивая многоконтурными гасителями (блок Д).

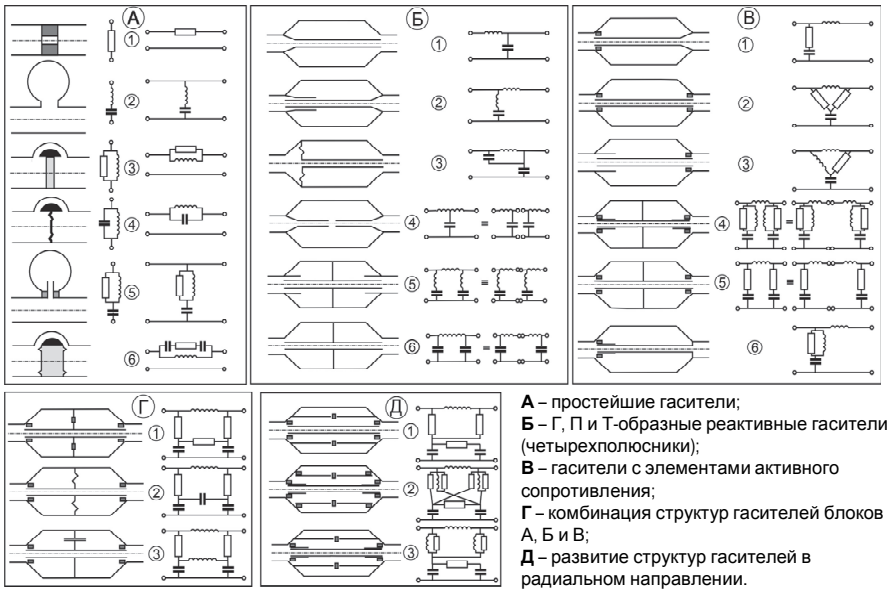


Рисунок 3. Классификация гасителей колебаний жидкости

4 Обеспечение устойчивости систем

Устойчивость пневмогидромеханических систем обеспечивается двумя способами: увеличением демпфирования подвижных элементов и воздействием на присоединенную гидравлическую цепь. В ракетной технике агрегатом, склонным к неустойчивой работе, является регулятор давления в ёмкости. В ходе испытаний регулятора отмечаются автоколебательные режимы работы с высоким (порядка 100 дБА), тональным шумом, напоминающим «гул». Разборка регулятора показала надиры на направляющих запорно-регулирующего элемента и поверхности тарели и седла клапана, связанные с указанным выше режимом работы.

Причинами автоколебаний в клапанах являются нелинейная статическая характеристика силы трения и нелинейность статической силовой характеристики, т.е. зависимости подъемной аэродинамической силы газового потока от высоты перемещения тарели.

Существенное влияние на устойчивость или возникновение автоколебаний оказывает система, в которую устанавливается регулятор (клапан). Устранить автоколебания можно с помощью корректирующих устройств или конструктивных изменений в регуляторе (рисунок 4).



Рисунок 4. Устранение автоколебаний регулятора давления при доводке на испытательном стенде

Работа пневматического производственного оборудования сопровождается шумом, генерируемым выхлопом сжатого воздуха. Реализацию мероприятий по снижению шума зачастую начинают с установки глушителей, которые снижают мощность системы, в ряде случаев нарушают ее нормальное функционирование. Необходим рациональный подбор параметров глушителей таким образом, чтобы не снизить работоспособность систем.

С использованием разработанных математических моделей и методов экспериментального исследования динамических и акустических процессов в пневматическом производственном оборудовании спроектированы изготовлены и внедрены пневматические глушители ИАМ (рисунок 5).

В результате проведения сравнительных испытаний пневмоглушителей различного производства установлено, что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении. Однако глушители ИАМ обладают значительно большим доремонтным ресурсом и тем самым улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования.

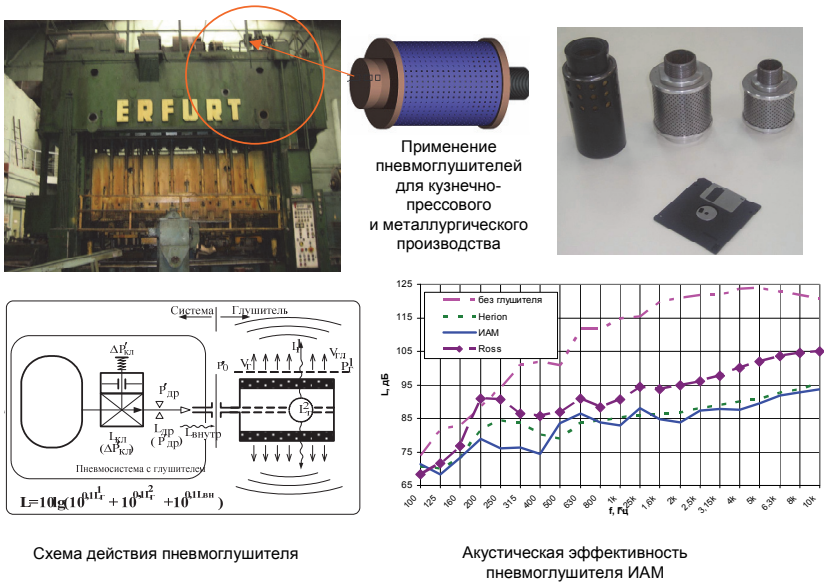


Схема действия пневмоглушителя

Акустическая эффективность пневмоглушителя ИАМ

Рисунок 5. Снижение шума технологического оборудования

Основное содержание работ изложено в монографиях, учебных пособиях, ГОСТах, РТМ, патентах многочисленных научных статьях, докладах на конференциях и авторских свидельствах.

Заключение

На основе созданной теоретической и экспериментальной базы были разработаны и внедрены:

- защищенные патентами высокоэффективные гасители колебаний в гидравлической системе самолета АН-124;
- корректирующие устройства в топливной системе двигателей Д-18Т и НК-25, обеспечивающие повышение их надежности и ресурса;
- мероприятия, обеспечивающие устойчивость регуляторов пневмогидросистем изделий ракетно-космической техники, а также работоспособность испытательных стендов на предприятиях ОАО «Моторостроитель», ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», ОАО «СКБМ», ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс»;
- разработаны и внедрены на ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «Серпуховской автомобильный завод», ОАО «СЗТС» глушители шума выхлопа производственного оборудования, которые превосходят по эффективности и экономическим характеристикам зарубежные аналоги;
- методы и средства снижения динамических нагрузок маслосистем стационарных энергоустановок внедрены на ТЭЦ;
- успешно решены вопросы снижения вибрации и шума в подвесках жидкостных ракетных двигателей производства ФГУП «КБ Химавтоматики», ГКБ «Южное» им. М.К. Янгеля (Украина).

Список использованных источников

1. Быстров, Н.Д. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст]/Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара.: изд-во СГАУ, 2007. 132 с.
2. Ганиев, Р.Ф. Волновые машины и технологии [Текст] / Р.Ф.Ганиев. – М.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 192 с.
3. Гаспаров, М.С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара.: изд-во СГАУ, 2006. – 86 с.
4. Гаспаров, М.С. Применение вейвлет-анализа при исследовании кавитации насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, Л.В. Родионов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2006. Т. 8. № 4. С. 1131-1135.
5. Гимадиев, А.Г. Снижение виброакустических нагрузок в гидромехамических системах [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леншин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков,Ю В.П. Шорин; Под. ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина. – Самара.: изд-во СГАУ, 1998. – 270 с.

6. Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем [Текст] / А.Н. Головин, В.П. Шорин. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. - 168 с.
7. Иголкин, А.А. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2002. № 1. С. 78-83.
8. Иголкин, А.А. О применении различных типов микрофонов при измерениях в импедансной трубе [Текст]:/ А. А. Иголкин, А. И. Сафин, Е. В. Шахматов. - Вектор науки ТГУ, 2011.
9. Иголкин, А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст]/ А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В.Шахматов, В.П. Шорин; Под ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина.- Самара.: СГАУ, 2005.-314 с.
10. Иголкин, А.А. Снижение колебаний рабочей среды и шума пневматического производственного оборудования и инструмента [Текст]: дисс.канд.техн.. наук: 2005.- Самара., 2005.- 203 с.
11. Иголкин, А.А. Снижение шума узлов редуцирования / А.А. Иголкин, И.Г. Рыбалкин, А.Н. Крючков, А.И. Кох. Санкт-Петербург, 2011.
12. Крючков, А.Н. Снижение колебаний и шума в гидромеханических и газовых системах [Текст]/ дисс. … докт. техн. наук: 2006/ Крючков Александр Николаевич. – Самара., 2006 – 297 с.
13. Макарьянц, Г.М. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов [Текст] / Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2002. Т. 4. № 2. С. 327-333.
14. Миронова, Т.Б. Разработка конечноэлементной модели виброакустических процессов в трубопроводе с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2008. № 3. С. 157-162.
15. Прокофьев, А.Б. Моделирование виброаукстических процессов в трубопроводных системах [Текст] / А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. – Самара.: изд-во СГАУ, 2008. – 168 с.
16. Шахматов, Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей летательных аппаратов. Т.1, 2. Дисс. ... докт. техн. наук. - Самара: СГАУ, 1993.
17. Шахматов, Е.В. Экспериментальное исследование влияния параметров разгрузочных канавок на пульсационное состояние шестеренного насоса [Текст]/ Г.О. Белов, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 12 (2010), 4, С. 157-160.
18. Шорин, В.П. Особенности систем топливопитания и регулирования авиационных газотурбинных двигателей на криогенном топливе [Текст] / В.П.Шорин, С.М.Игначков, Е.В. Шахматов, А.Е. Жуковский, В.А. Козлов, А.Ф. Малеев, А.А. Горячкин, В.Н. Коняшкин. – Самара: Изд-во СГАУ, 1998 -148 с.
19. Шорин, В.П. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических систем управления [Текст]/ В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. 1987. С. 127.
20. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. -156с.

COMPREHENSIVE SOLUTION OF MACHINE DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS PROBLEMS

Evgeniy V. Shakhmatov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
Shakhm@ssau.ru

The following items are presented in the work:
Developed with the author's direct participation methods and techniques of comprehensive solution of machine dynamics and vibroacoustics problems.
Extensive information on vibration suppression processes in pneumatic-hydraulic systems, suppression of vibrations and noise in systems of aerospace products and ground process units.
Samples of successfully solved tasks on protection of the products against pressure oscillation, vibrations and noise.

Key words: *Dynamic processes, process pressure oscillations, vibrations, noise, comprehensive solution of problems, pressure snubbers, dampers, noise suppression devices, designs, implementation*

References

1. Bystrov, N.D. Akusticheskie metody i sredstva izmerenija pul'sacij davlenija [Tekst]/N.D. Bystrov, A.G. Gimadiev, E.V. Shahmatov, V.P. Shorin. Samara.: izd-vo SGAU, 2007. 132 s.
2. Ganiev, R.F. Volnovye maShiny i tehnologii [Tekst] / R.F.Ganiev. – M.: NIC «Reguljarnaja i haoti-cheskaja dinamika». 192 s.
3. Gasparov, M.S. Gidrodinamika i vibroakustika kombinirovannyh nasosnyh agregatov [Tekst] / M.S. Gasparov, A.N. Krjuchkov, E.V. Shahmatov, V.P. Shorin. – Samara.: izd-vo SGAU, 2006. – 86 s.
4. Gasparov, M.S. Primenenie vejvlet-analiza pri issledovanii kavitacii nasosnyh agregatov [Tekst] / M.S. Gasparov, A.N. Krjuchkov, E.V. Shahmatov, L.V. Rodionov.: Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Ros-sijskoj akademii nauk. 2006. T. 8. № 4. S. 1131-1135.
5. Gimadiev, A.G. Snizhenie vibroakusticheskih nagruzok v gidromehamicheskih sistemah [Tekst] / A.G. Gimadiev, A.N. Krjuchkov, V.V. LenShin, A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov, G.V. SHestakov,JU V.P. Shorin; Pod. red. E.V. Shahmatova, V.P. Shorina. – Samara.: izd-vo SGAU, 1998. – 270 s.
6. Igolkin, A.A. Issledovanie vlijanija podachi voz-duha vo vsasyvajuShhuju magistral' centrobezhnogo nasosa na ego vibroakusticheskie harakteristiki [Tekst] / A.A. Igolkin, A.N. Krjuchkov, A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov.: Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova. 2002. № 1. S. 78-83.
7. Igolkin, A.A. O primenenii razlichnyh tipov mikrofonov pri izmerenijah v impedansnoj trube [Tekst]:/ A. A. Igolkin, A. I. Safin, E. V. Shahmatov. - Vektor nauki TGU, 2011.
8. Igolkin, A.A. Snizhenie kolebanij i Shuma v pnevmogidromehanicheskih sistemah [Tekst]/ A.A. Igolkin, A.N. Krjuchkov, G.M. Makar'janc, A.B. Pro-kof'ev, S.P. Prohorov, E.V.Shahmatov, V.P. Shorin; Pod red. E.V. Shahmatova, V.P. Shorina.- Samara.: SGAU, 2005.-314 s.
9. Igolkin, A.A. Snizhenie kolebanij rabochej sredy i Shuma pnevmaticheskogo proizvodstvennogo oborudovanija i instrumenta [Tekst]: diss.kand.tehn.. nauk: 2005.- Samara., 2005.- 203 s.
10. Igolkin, A.A. Snizhenie Shuma uzlov reducirova-nija / A.A. Igolkin, I.G. Rybalkin, A.N. Krjuchkov, A.I. Koh. Sankt-Peterburg, 2011.
11. Krjuchkov, A.N. Snizhenie kolebanij i Shuma v gid-romehanicheskih i gazovyh sistemah [Tekst]/ diss. dokt. tehn. nauk: 2006/ Krjuchkov Aleksandr Nikolaevich. – Samara., 2006 – 297 s.
12. Makar'janc, G.M. Modelirovanie vibroakustiche-skih harakteristik truboprovoda s ispol'zovaniem metoda konechnyh jelementov [Tekst] / G.M. Makar'janc, A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov.: Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk. 2002. T. 4. № 2. S. 327-333.
13. Mironova, T.B. Razrabotka konechnojelementnoj modeli vibroakusticheskih processov v truboprovode s pul'sirujuShhim potokom rabochej zhidkosti [Tekst] / T.B. Mironova, A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov.: Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova. 2008. № 3. S. 157-162.
14. Prokof'ev, A.B. Modelirovanie vibroaukstiche-skih processov v truboprovodnyh sistemah [Tekst] / A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov. – Samara.: izd-vo SGAU, 2008. – 168 s.

15. Shahmatov, E.V. Metody i sredstva korrekcii pa-rametrov dinamicheskih processov v gidromehaniche-skih i toplivnyh sistemah dvigatelej letatel'nyh apparatov. T.1, 2. Diss. na soisk... d.t.n. - Samara: SGAU, 1993.
16. Shahmatov, E.V. JEksperimental'noe issledovanie vlijanija parametrov razgruzochnyh kanavok na pul'sacionnoe sostojanie Shesterennogo nasosa [Tekst]/ G.O. Belov, A.N. Krjuchkov, L.V. Rodionov, E.V. Shahmatov. -Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj aka-demii nauk, 12 (2010), 4, S. 157-160.
17. Shorin, V.P. Osobennosti sistem toplivopitanija i regulirovanija aviacionnyh gazoturbinnyh dvigate-lej na kriogennom toplive [Tekst] / V.P.Shorin, S.M.Ignachkov, E.V. Shahmatov, A.E. ZHukovskij, V.A. Kozlov, A.F. Maleev, A.A. Gorjachkin, V.N. KonjaShkin. – Samara: Izd-vo SGAU, 1998 -148 s.
18. Shorin, V.P. Proektirovanie gasitelej kolebanij dlja gidravlicheskih sistem upravlenija [Tekst]/ V.P. Shorin, A.G. Gimadiev, E.V. Shahmatov: Izvestija Aka-demii nauk SSSR. JEnergetika i transport. 1987. S. 127.
19. Shorin, V.P. Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah [Tekst] / V.P. Shorin. - M.: MaShinostroenie, 1980. -156s.

УДК 621.22-225

АНАЛИЗ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОСИСТЕМЫ ШТАМПОВОЧНОГО СТАНКА

Г.М. Макарьянц,
А.Б. Прокофьев,
Е.В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)(СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
georgy.makaryants@gmail.com

Важной задачей при эксплуатации производственного технологического оборудования является снижение повышенных динамических нагрузок, воздействующих на элементы его гидропривода. В работе проведено исследование динамических характеристик трубопроводов сливной магистрали гидросистемы штамповочного станка. Определены причины порывов трубопроводов. Анализ пульсаций давления рабочей среды, возникающих в сливной магистрали при срабатывании золотников системы управления, показал наличие интенсивных гидроударных процессов в частотных диапазонах от 12 до 60 Гц и от 70 до 130 Гц. Величина заброса давления превышала средний уровень в два-три раза. При этом в спектре вибрации наибольшее значение амплитуды наблюдалось на частоте 45 Гц. Модальный анализ, выполненный с помощью разработанной конечно-элементной модели трубопроводов сливной магистрали, выявил совпадение шестой собственной частоты механических колебаний, равной 45 Гц, с частотой колебаний рабочей жидкости при гидроударе. С использованием разработанной конечно-элементной модели был предложен вариант размещения дополнительных опор трубопроводов, приводящих к смещению его собственных частот в область выше диапазона частот гидроударного нагружения.

***Ключевые слова**: Трубопроводная система; пульсации давления, рабочая жидкость; вибрация; кузнечно-прессовое производство; метод конечных элементов; модальный анализ*

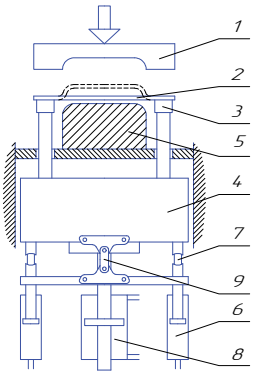
1 Введение

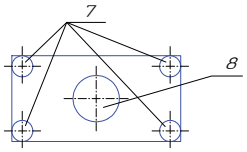
Задача повышения работоспособности трубопроводных систем технологического оборудования обладает большой практической значимостью, так как непосредственно связана с работоспособностью, как самого оборудования, так и с качеством выполнения производственных процессов. Одним из примеров потери работоспособности технологического оборудования, связанным с неисправностями в его трубопроводной системы является выход из строя автоматической линии прессов фирмы ERFURT. Линия, оснащённая штамповочным станком модели PTr 2000+1200 SS, установлена на прессовом производстве ОАО "АВТОВАЗ" (г. Тольятти).

Процесс штамповки на рассматриваемой линии представляет собой глубокую вытяжку материала заготовки. Конструкция пресса представлена на рисунке 1. К ползуну 1 прикреплена половина штампа, которая осуществляет возвратно-поступательные вертикальные движения. Лист заготовки 2 располагается на опорах 3, жёстко закреплённых на подушке 4. Под листом заготовки располагается ответная неподвижная часть штампа 5.

Движение вниз и штамповка осуществляется при помощи ползуна с матрицей 1, которой противодействует сила давления в полостях вытеснительных цилиндров 6. При этом вытеснительные цилиндры 6 опираются при помощи подпятников 7 на подушку 4.

Подъём полученной детали вверх осуществляется через подушку 4 при помощи центрального цилиндра 8. Одновременно с этим при помощи тяги 9 производится вытягивание вверх штоков вытеснительных цилиндров 6.





1 - ползун; 2 - лист заготовки;
3 - опоры; 4 - подушка;
5 - ответная часть штампа;
6 - вытеснительные цилиндры;
7 - подпятник; 8 - центральный цилиндр; 9 - тяга

Рисунок 1. Конструктивная схема пресса ERFURT PTR 2000+1200 SS

В ходе эксплуатации автоматической линии происходил обрыв трубопроводов магистрали слива гидросистемы питания вытеснительных цилиндров и верхней полости центрального цилиндра с полной потерей рабочей жидкости и остановом оборудования [1]. Обрыв возникал у соединения сливных трубопроводов с агрегатами автоматики управления гидроцилиндрами 1 (рисунок 2), в соединении сливных трубопроводов с коллектором и в соединении левого и правого коллекторов (рисунок 2). Поперечный вид излома позволил сделать вывод, что причиной разрыва явились изгибные колебания трубопроводов.

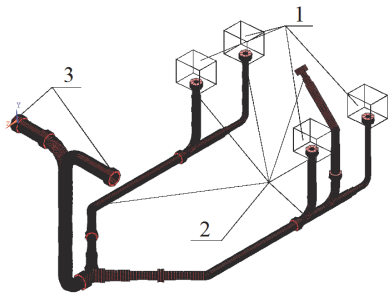


Рисунок 2. Трубопроводная система магистрали слива:
1 - агрегаты автоматики управления гидроцилиндрами;
2 - места разрывов трубопроводов;
3 - фланцы соединения с компенсирующими цилиндрами

Анализ схемы крепления трубопроводов показал низкую вероятность кинематического возбуждения. Это связано с тем, что механическая система пресса кинематически развязана с опорами трубопроводной системы массивным фундаментом. Поэтому в работе исследовался механизм силового нагружения трубопроводов колебаниями рабочей среды.

2 Анализ процессов виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах

Механизм возникновения изгибных колебаний криволинейных трубопроводов впервые описан в работе [2]. Вибрация труб связана с появлением нестационарных неуравновешенных сил давления, вызванных потерями скоростного напора пульсирующего потока на коленообразных элементах. В работах [3, 4] появление вибрации трубопровода объясняется возникновением гироскопических моментов в элементах упругих конструкций механической подсистемы трубопровода.

В работах [5-11] разработаны модели виброакустического взаимодействия в трубопроводе прямолинейной формы. В работах [12, 13] рассматривалось применение метода передаточных матриц для анализа вибрации трёхмерных трубопроводов, содержащих рабочую жидкость. В работе [14] для расчёта собственных частот трубопроводов и критической скорости течения транспортируемой жидкости использовался метод дифференциальных преобразований. В работе [15] анализ вибрации многопролётного трубопровода, содержащего жидкость, оценивался с помощью метода динамической жёсткости.

При решении прикладных задач, связанных с определением причин динамического разрушения трубопроводов и с разработкой средств их устранения, используются методики, основанные на анализе собственных частот и форм колебаний трубопроводов. В работе [16] идентификация разрушения трубопровода компрессорной станции осуществлялась с помощью экспериментального модального анализа. В работе [17] использовался численный модальный анализ для исключения вибрационного разрушения паропровода за счёт выбора мест расположения его опор. В работе [18] для выбора конструкции пролётов трубопроводов разрабатывались методики расчёта собственных частот механических колебаний магистралей компрессорных станций.

Анализ работ в области динамики трубопроводных систем показал, что энергия пульсирующего потока, вследствие взаимодействия между ним и трубопроводом, может вызвать значительные механические колебания магистрали, а также связанного с ней оборудования и опорных конструкций. Причинами возникновения пульсаций рабочей среды в гидравлических магистралях являются: работа машин подачи жидкости; автоколебания, возникающие при срабатывании регуляторов потока и клапанов; гидроударные процессы.

Для определения причин возбуждения исследуемой трубопроводной магистрали выполнялись замеры, возникающих в ней в процессе работы прессового оборудования пульсаций давления рабочей жидкости и вибрации.

3 Экспериментальное исследование динамики трубопроводов гидросистемы штамповочного станка

Анализ данных эксперимента [1] показал, что в сливном коллекторе имеются два интенсивных гидроударных процесса (рисунок 3). Первый процесс на участке $\Delta t_1 = 1{,}75\ c$ обусловлен сливом рабочей жидкости в фазе движения заготовки вниз. Движение заготовки вверх начинается на участке $\Delta t_2 = 0{,}7\ c$. При этом в конце движения на участке $\Delta t_3 = 0{,}81\ c$ возникает второй гидроудар, связанный со срабатыванием клапанов автоматики, замедляющих движение заготовки. Максимальный скачок давления достигает от 0,6 до 0,8 МПа, максимальный провал до 0,2 МПа при среднем уровне 0,39 МПа.

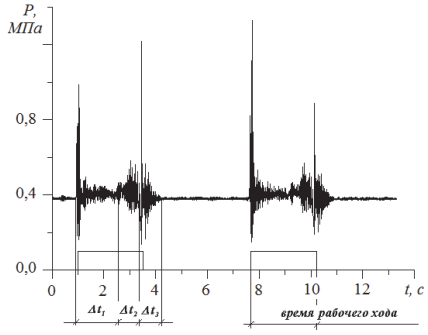


Рисунок 3. Колебания давления в сливной магистрали

Спектральный анализ первого гидроудара показал наличие двух резонансных зон (рисунок 4): в диапазоне от 12 до 60 Гц с максимумом на частоте 45 Гц и в диапазоне от 70 до 120 Гц с максимумом на 93 Гц. Интенсивность резонансных пиков во второй зоне примерно в 4,5 раз меньше, чем в первой. Спектральный анализ второго гидроудара (рисунок 5) показал, что наиболее интенсивные резонансные явления наблюдаются в диапазоне частот от 15 до 88 Гц, причём максимум спектральной плотности приходится, как и в первом процессе, на частоту 45 Гц.

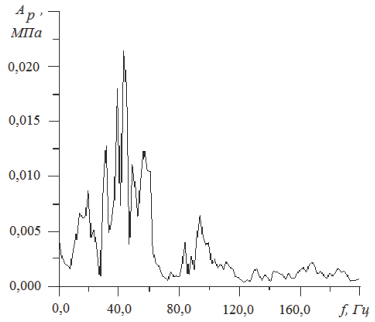


Рисунок 4. Спектр колебаний давления (движение подушки вниз)

Параллельно с исследованием пульсационного состояния трубопроводной системы производилась оценка её вибрационной активности по трём осям координат. Были выбраны следующие места установки датчиков вибрации:

- места соединения линии слива из центрального и каждого вытеснительного цилиндров с общей линией слива;
- места разрывов трубопроводов.

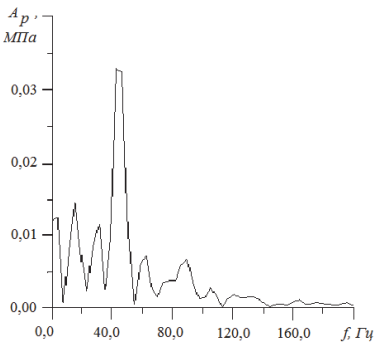


Рисунок 5. Спектр колебаний давления (движение подушки вверх)

На рисунке 6 в качестве примера представлена временная реализация виброукорения сливного коллектора в месте под трубопроводом центрального цилиндра.

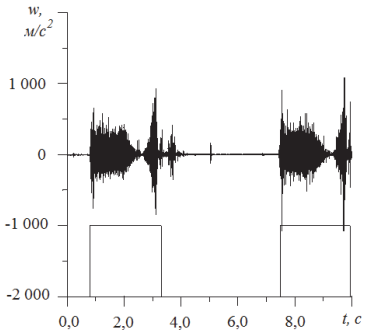


Рисунок 6. Осциллограмма виброускорения в точке коллектора под центральным цилиндром

Анализ вибрации сливной магистрали показал, что в течение рабочего хода пресса во всех виброметрируемых точках наблюдаются два интенсивных колебательных процесса. Первый отмечен в начале рабочего хода пресса и совпадает с моментом вытеснения жидкости из цилиндров. Второй максимум вибрации приходится на момент подъёма матрицы и заготовки. При этом в обоих случаях наибольшее значение спектральной плотности приходится на частоту 45 Гц (рисунки 7, 8).

Проведённый анализ позволил сделать вывод о том, что система колеблется при силовом воздействии пульсаций давления рабочей жидкости, обусловленных гидроударами в трубопроводах системы управления пресса. При этом возникло предположение о резонансном усилении механических колебаний трубопроводов сливной магистрали. Для его подтверждения был выполнен численный модальный анализ трубопроводной системы.

4 Конечно-элементный модальный анализ трубопроводной системы

В соответствии с [19] определение собственных частот и форм с использованием метода конечных элементов осуществляется заменой распределённых масс на эквивалентные массы, сосредоточенные в узлах конечно-элементной сетки, на которую разбивается исследуемый объект.

При колебаниях системы функция прогиба имеет вид [19]:

$$\{f(x,y,z)\}f(t)=[\Phi(x,y,z)]\{\alpha\}sin\,\omega_n t\,, \qquad (1)$$

где матрица функций перемещения

$$f(x,y,z)=\begin{bmatrix}U(x,y,z)\\V(x,y,z)\\W(x,y,z)\end{bmatrix}; \qquad (2)$$

$f(t)$ – вектор функций перемещения;

α – матрица коэффициентов аппроксимирующего полинома;

ω_n – круговая частота колебаний.

После некоторых преобразований соотношение (1) приводится к виду:

$$\left([K]-\omega_n^2[M_e]\right)\{u\}=0\,. \qquad (3)$$

Каждый элемент системы подчиняется уравнению (1). Объединяя их, получаем систему уравнений для всей колебательной системы:

$$\left([K]-\omega_n^2[M_s]\right)\{u_s\}=0\,. \qquad (4)$$

где $\{u_s\}$ – вектор перемещений;

$\{M_s\}$ – матрица массы для всей системы.

Исследуя свободные колебания трубопровода, заполненного жидкостью, следует учитывать взаимодействие механической и гидравлической подсистем [20]:

$$\begin{bmatrix}[M] & [0]\\ [M^{fs}] & [M^{p}]\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\{\ddot{u}\}\\ \{\ddot{p}\}\end{bmatrix}+ \\ +\begin{bmatrix}[K] & [K^{fs}]\\ [0] & [K^{p}]\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\{u\}\\ \{p\}\end{bmatrix}=0\,, \qquad (5)$$

где $[M^{fs}]$ – матрица масс виброакустического взаимодействия;

$[K^{fs}]$ – матрица жёсткости виброакустического взаимодействия.

5 Модальный анализ трубопроводов гидросистемы штамповочного станка

В качестве средства моделирования использовался программный комплекс ANSYS. Был выполнен модальный анализ, в ходе которого получены собственные частоты и соответствующие им формы колебаний трубопроводной системы. Результаты расчёта собственных частот представлены в таблице 1.

Как показывают результаты расчёта, шестая частота собственных колебаний равна 45,3 Гц и совпадает с основным тоном колебаний трубопроводной системы (рисунки 7, 8). Шестая форма собственных колебаний представлена на рисунке 9.

Таблица 1. Собственные частоты колебаний трубопроводной системы

№ формы	Расчёт, Гц	№ формы	Расчёт, Гц
1	15,9	5	41,6
2	31,2	6	45,3
3	35,9	7	47,2
4	37,8	8	59,7

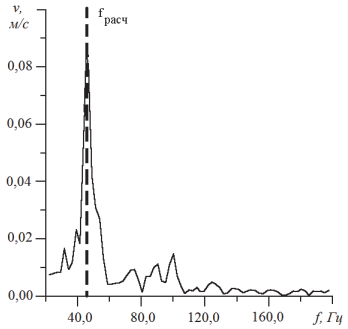


Рисунок 7. Спектр виброскорости коллектора (движение вниз)

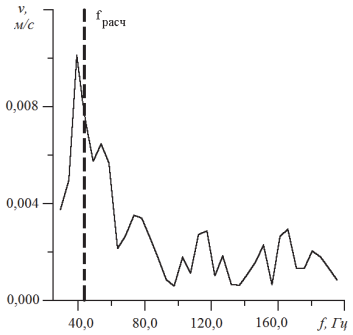


Рисунок 8. Спектр виброскорости коллектора (движение вверх)

Традиционным способом снижения динамических нагрузок в трубопроводных системах является установка корректирующих устройств – гасителей колебаний давления рабочей жидкости. Преимуществом данного метода является непосредственное воздействие на источник повышенных виброакустических нагрузок в гидромеханической системе. Однако в рассматриваемом случае этот метод обладает рядом существенных недостатков.

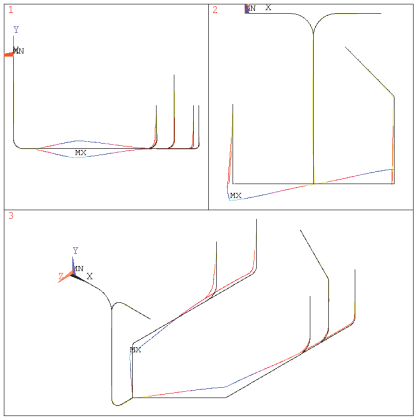


Рисунок 9. Шестая форма собственных колебаний трубопроводов сливной магистрали (45,3 Гц)

Для установки гасителя необходимо провести перекомпоновку гидромагистрали. Это потребует продолжительного времени, в течении которого линяя прессов будет выведена из строя, что недопустимо в режиме работы конвейерной линии. Кроме того, установка гасителя колебаний может негативно повлиять на динамику работы пресса, так как введение в систему корректирующего устройства воздействует на переходные процессы в линии управления.

Другой способ снижения виброакустических нагрузок – изменение собственных частот трубопроводной системы путём введения дополнительных опор. При этом если перевести собственные частоты трубопровода в область выше диапазона частот нагружения, то можно добиться снижения повышенной вибрации и исключения дальнейших поломок системы.

Из анализа спектров пульсаций давления рабочей жидкости (рисунки 4, 5) видно, что максимальное значение амплитуд расположено в диапазоне частот до 130 Гц. Поэтому

необходимо развязать опорами трубопроводную систему таким образом, чтобы первые собственные частоты любого участка не превышали 130 Гц.

Вариант размещения дополнительных опор трубопроводов, приводящих к смещению его собственных частот в область выше диапазона частот гидроударного нагружения, представлен на рисунке 10. Минимальная частота собственных колебаний 167 Гц, что на 37 Гц превышает частоты вынуждающих сил.

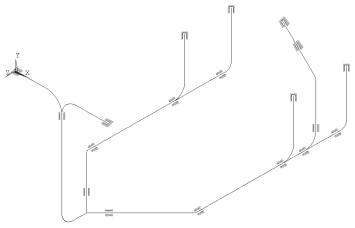


Рисунок 10. Вариант расположения опор трубопроводной системы

6 Заключение

В результате проведённых исследований можно сделать следующие выводы. Вибрация трубопроводной системы, приводящая к её разрушению, появляется вследствие гидроудара, возникающего в результате срабатывания распределителей автоматической системы управления пресса. Повышенное значение вибрации обусловлено совпадением собственной частоты колебаний трубопровода с частотой колебаний рабочей жидкости при гидроударе. При этом причина возникновения дефекта заложена в ошибках, допущенных на этапе проектирования гидросистемы. В качестве рекомендаций разработчикам подобных гидросистем можно предложить следующие мероприятия:

- избегать больших пролётов трубопроводов за счёт уменьшения протяжённости трубопроводной системы и установки дополнительных опор;
- предварительно оценивать вероятность возникновения гидроудара;
- проводить ориентировочный расчёт собственных частот трубопроводов и частот колебаний рабочей жидкости при гидроударе.

Исследование проводилось на основе анализа спектров виброскорости характерных точек гидросистемы и спектров колебаний давления. Этот способ анализа экспериментальных данных не может дать однозначного ответа на вопрос, что является причиной повышенной вибрации. Стоит также отметить, что формулировка гипотез возникновения дефекта на его основе затруднительна и во многом определяется опытом исследователя. В этом плане наиболее перспективным представляется использование методик взаимно-корреляционного анализа экспериментальных данных.

7 Благодарности

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Список использованных источников

[1] Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Крючков А.Н. Определение причин разрушения трубопроводной системы пресса Erfurt 2000+1200 SS с использованием численного моделирования // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Труды III Международной научно-технической конференции. СПб.: Изд-во политехн. ун-та, 2005. С. 250-254.

[2] Гладких П.А., Хачатурян С.А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. М.: Машгиз, 1959. 243 с.

[3] Ариничев С.В. Теория колебаний неконсервативных систем: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 464 с.

[4] Куликов Ю.А. Динамика трубопроводов летательных аппаратов: автореф. дис. … д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995. 32 с.

[5] Кондрашов Н.С. О параметрических колебаниях трубопроводов // Вибрационная прочность и надёжность авиационных двигателей. 1965. Вып. XIX. С. 173-181.

[6] Леньшин В.В. Исследование виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: дисс. … канд. техн. наук. Самара: СГАУ, 1997. 193 с.

[7] Прокофьев А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах

гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов: дис. … канд. техн. наук. Самара: СГАУ, 2001. 256 с.

[8] Ashly H., Haviland G. Bending vibration of pipeline containing flowing fluid // Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME. 1950. V. 72. P. 229–232.

[9] Hounser G.W. Bending vibration of pipe line containing flowing fluid // Journal of Applied Mechanics. 1952. V. 19. P. 205–208.

[10] Benjamin T. Dynamics of systems of articulated pipes conveying fluids; Part I theory, Part II Experiment // Proceedings of Royal Society. 1961. V. A261. P. 457–486.

[11] Al-Maaitah A., Kardsheh K. Flow-induceed vibration of a Y-shaped tube conveying fluid // Electronic Journal Technical Acoustics. 2002. №2. P. 8.1-8.12. - URL: http://www.ejta.org/en/maaitah2.

[12] Li S., Liu G., Kong W. Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method // Nuclear Engineering and Design. 2014. V. 266. P. 78–88.

[13] Dai H.L., Wang L., Qian Q., Gan J. Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix // Applied Mathematics and Computation. 2012. V. 219, is. 5. P. 2453–2464.

[14] Ni Q., Zhang Z.L., Wang L. Application of the differential transformation method to vibration analysis of pipes conveying fluid // Applied Mathematics and Computation. 2011. V. 217, is. 16. P. 7028–7038.

[15] Li B., Gao H., Zhai H., Liu Y., Yue Z. Free vibration analysis of multi-span pipe conveying fluid with dynamic stiffness method // Nuclear Engineering and Design. 2011. V. 241, is. 4. P. 666–671.

[16] Trebuňa F., Šimčák F., Huňady R., Pástor M. Identification of pipes damages on gas compressor stations by modal analysis methods // Engineering Failure Analysis. 2013. V. 27. P. 213–224.

[17] Zhou J., Ta N., Rao Z. Vibration reduction for stream pipeline by supports optimization // ICSV 2009: Proceedings of 16th International Congress on Sound and Vibration. Krakow, 5-9 July 2009. P. 2834-2837.

[18] Wachel J.C., Tison J.D. Vibrations in reciprocating machinery and piping systems // Proceedings of 23rd Turbomachinery Symposium. College Station (Texas): Texas A&M University, 1994. P. 243-272.

[19] Крылов О.В. Метод конечных элементов и его применение в инженерных расчётах: учеб. пособие для вузов. М.: Радио и связь, 2002. 104 с.

[20] Zienkiewicz O.C., Newton R.E. Vibrations of a Structure Submerged in a Compressible Fluid // Symposium on Finite Element Techniques. Stuttgart (Germany): University of Stuttgart, 1969.

VIBROACOUSTIC ANALYSIS OF PUNCHING MACHINE HYDRAULIC PIPING

Georgy M. Makaryants,
Andrey B. Prokofiev,
Evgeny V. Shakhmatov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
georgy.makaryants@gmail.com

The core task during use of the process equipment is the degradation of the dynamic loads having an effect on elements of its hydraulic drive. The article encompasses the results of investigation the dynamics performances of drain piping of punching machine hydraulic system. The piping disruption reasons have been defined.

The analysis of pressure pulsation appearing in drain piping under control valve cut-in condition showed intense water-hammer effect processes in the range of 12 to 60 Hz and 70 to 130 Hz. The overpressure has exceeded the mean value in two or three times. When this happens the largest amplitude value of the vibration has been observed on a frequency of 45 Hz. The modal analysis that has been fulfilled using the developed drain piping finite element model found out the syntony of the sixth modal frequency of piping mechanical oscillation with pressure pulsation under water-hammer effect condition.

With the help of the developed finite element model a case of additional supporting piers position leading to shift the modal frequencies at the area upper the water-hammer effect frequencies has been put forward.

Key words: *Hydraulic piping; pressure pulsation; working fluid, vibration; extrusions industry; finite element method; modal analysis*

References

[1] Makaryants, G.M., Prokofiev, A.B., Kryuchkov, A.N. (2005), "Analysis of the disruption reasons of punching machine Erfurt 2000+1200 SS piping using numerical modeling", *Proceedings of III International scientific and technological conference "Hydraulic machines, hydraulic drives and hydraulics and pneumatics automotive systems"* ["Opredelenie prichin razrusheniya truboprovodnoy sistemy pressa Erfurt 2000+1200 SS s ispol'zovaniem chislennogo modelirovaniya", *Trudy III Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatica"*], Polytechnic University [Politekhnicheskiy universitet], St-Peterburg, pp. 250-254. (in Russian).

[2] Gladkikh, P.A, Khachaturyan, S.A (1959), *Pipes vibration and its eliminating methods* [*Vibratsiya v truboprovodakh i metody ikh ustraneniya*], Mashgiz, Moscow, 243 p. (in Russian).

[3] Arinichev, S.V. (2002), *Theory of nonconservative systems oscillation: study guide for technical universities* [*Teoriya kolebaniy nekonservativnykh sistem: uchebnoe posobie dlya vuzov*], MSTU [MGTU im. N.E. Baumana], Moscow, 464 p. (in Russian).

[4] Kulikov, Yu.A. (1995), *Pipes dynamics of aircrafts: Author's thesis* [*Dinamica truboprovodov letatel'nykh apparatov: avtoref. dis. ... dok. tekhn. nauk*], MSTU [MGTU im. N.E. Baumana], Moscow, 32 p. (in Russian).

[5] Kondrashov, N.S. (1965), "About parametric oscillation of pipes" ["O parametricheskikh kolebaniyakh truboprovodov"], *Vibration strength and reliability of aircraft engines [Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' aviatsionnykh dvigateley]*, V. XIX, pp. 173-181. (in Russian).

[6] Len'shin, V.V. (1997), *Vibroacoustical properties of hydro mechanical systems elements of aircraft engines research: dissertation* [*Issledovanie vibroakasticheskih kharakteristic elementov gidromekhanicheskih sistem dvigateley letatel'nykh apparatov: dis. ... kand. tekhn. nauk*], SSAU [SGAU], Samara, 193 p. (in Russian).

[7] Prokofiev, A.B. (2001), *Processes of vibroacoustical interaction at hydro mechanical systems elements of aircraft engines research: dissertation* [*Issledovanie protsessov vibroakasticheskogo vzaimodeystviya v elementakh gidromekhanicheskih sistem dvigateley letatel'nykh apparatov: dis. ... kand. tekhn. nauk*], SSAU [SGAU], Samara, 256 p. (in Russian).

[8] Ashly, H., Haviland, G. (1950), "Bending vibration of pipeline containing flowing fluid", *Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME*, V. 72, pp. 229-232.

[9] Hounser, G.W. (1952), "Bending vibration of pipeline containing flowing fluid", *Journal of Applied Mechanics*, V. 19, pp. 205-208.

[10] Benjamin, T. (1961), "Dynamics of systems of articulated pipes conveying fluids; Part I theory, Part II Experiment", *Proceedings of Royal Society*, Ser. A261, pp. 457-486.

[11] Al-Maaitah, A., Kardsheh, K. (2002) " Flow-induced vibration of a Y-shaped tube conveying fluid ", *Electronic Journal Technical Acoustics*, no. 2, pp. 8.1-8.12, available at: http://www.ejta.org/en/maaitah2

[12] Li, Sh., Liu, G., Kong, W. (2014), "Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method", *Nuclear Engineering and Design*, V. 266, pp. 78-88.

[13] Dai, H.L., Wang, L., Qian, Q., Gan, J. (2012), "Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix", *Applied Mathematics and Computation*, V. 219, is. 5, pp. 2453-2464.

[14] Ni, Q., Zhang, Z.L., Wang, L. (2011), "Application of the differential transformation method to vibration analysis of pipes conveying fluid", *Applied Mathematics and Computation*, V. 217, is. 16, pp. 7028-7038.

[15] Li, B., Gao, H., Zhai, H., Liu, Y., Yue, Z. (2011), "Free vibration analysis of multi-span pipe conveying fluid with dynamic stiffness method", *Nuclear Engineering and Design*, V. 241, is. 4, pp. 666–671.

[16] Trebuňa, F., Šimčák, F., Huňady, R., Pástor, M. (2013), "Identification of pipes damages on gas compressor stations by modal analysis methods", *Engineering Failure Analysis*, V. 27, pp. 213–224.

[17] Zhou, J., Ta, N., Rao, Z. (2009), "Vibration reduction for stream pipeline by supports optimization", *Proceedings of 16th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2009* , Krakow, 5-9 July 2009, pp. 2834-2837.

[18] Wachel, J.C., Tison, J.D. (1994), "Vibrations in reciprocating machinery and piping systems", *Proceedings of 23rd Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, College Station (Texas), pp. 243-272.

[19] Krylov, O.V. (2002), *Finite element method and its application to engineering calculation: study guide for technical universities* [*Metod konechnykh elementov i ego primenenie v inzhinernykh raschetakh: uchebnoe posobie dlya vuzov*], Radio and communication [Radio i svyaz'],Moscow, 104 p. (in Russian).

[20] Zienkiewicz, O.C., Newton, R.E. (1969), "Coupled Vibrations of a Structure Submerged in a Compressible Fluid", *Proceedings of the Symposium on Finite Element Techniques*, University of Stuttgart, Stuttgart.

УДК 629.7.036

ВЫБОР ТИПА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ РОТОРА ТУРБОМАШИНЫ

Д.К. Новиков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
novikovdk_ssau@mail.ru

В работе рассматривается круг вопросов, связанный с выбором типа гидродинамических демпферов, широко распространенных в настоящее время для демпфирования колебаний роторов турбомашин. Проведен анализ работ, посвященных этому вопросу, и показано, что к настоящему времени существует большое разнообразие конструкций демпферов. Поэтому необходима методика, позволяющая обоснованно выбирать тип демпферов и их параметры. Приведена методология проектирования таких демпферов, состоящая из этапов параметрической оптимизации системы «ротор-демпфер», структурной оптимизации демпфера и выбора оптимальных параметров демпферов из выбранного типа.

Ключевые слова: *амплитуда, гидродинамический демпфер, коэффициент передачи, оптимизация, параметры, рабочий режим, резонанс, структура, тип*

1 Введение

В настоящее время считается доказанным, что большая часть вибрационных дефектов может быть успешно устранена за счет грамотного применения демпфирования колебаний деталей и узлов двигателей летательных аппаратов. К таким узлам относятся ротора, трубопроводы, лопатки рабочих колес и направляющих аппаратов компрессоров и турбин, оболочек корпусов и агрегатов [1]. Сейчас применяются демпферы сухого трения [1,2] и гидродинамические [3,4]. Гидродинамическим демпферам (ГДД) посвящено большое количество работ, подробный анализ которых проведен в монографии [4]. Из них особенно следует выделить монографию С.И. Сергеева [5], в которой получены все основополагающие формулы для гидродинамических сил. Следует также отметить работу [6], в которой впервые показана возможность существования срывных режимов при работе жесткого ротора с ГДД в опорах. В работах [7-9] исследованы разрывные течения в зазоре и работа демпфера с уплотнениями различного типа.

Эффективность работы демпфера обеспечивается оптимизацией его параметров в системе «ротор - опоры». В противном случае он может ухудшить вибрационное состояние ротора. Для проведения проектных работ необходимо иметь соответствующие средства – методологию проектирования, программное обеспечение и базу знаний о ГДД различных типов. Поэтому настоящей статье рассмотрена проблема выбора типа ГДД для ротора в зависимости от условий его работы.

Схема демпфера с обозначениями представлена на рисунке 1.

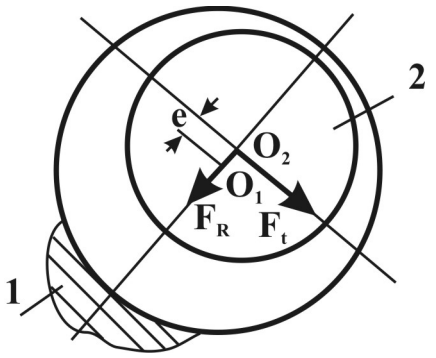


Рисунок 1. Схема гидродинамического демпфера: 1 – статор; 2 – вибратор; O_1 – геометрический центр статора; O_2 – геометрический центр вибратора

Составляющие гидродинамической силы радиальная - F_R и тангенциальная- F_t направлены вдоль линии центров и по нормали к ней. Вид этих сил зависит от типа демпфера и принятой модели расчёта. Величина сил зависит от геометрии демпфера – длины L, диаметра D и зазора b, режима работы – частоты прецессии w и свойств рабочей жидкости демпфера - вязкости m .

Если рассматривать линейную задачу, то тангенциальную силу можно отождествить с силой демпфирования и записать в виде $F_t=dV$,

где d - коэффициент демпфирования, $V=ew$ – линейная скорость колебаний,
e- радиус прецессии, или амплитуда колебаний.

2 Методология проектирования ГДД

Методология заключатся в выборе необходимых методик расчёта демпфера и составлении последовательности действий, приводящих к основному результату – определению оптимальной конструкции с ее параметрами. Здесь существует три задачи (рисунок 2).

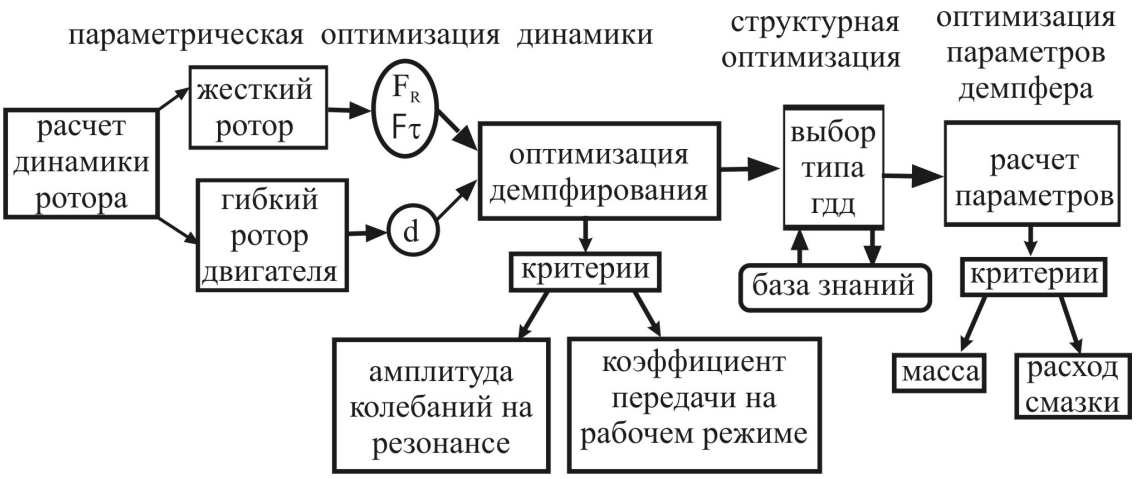


Рисунок 2. Методология проектирования демпфера

Первая - определение уровня демпфирования в опорах. При этом требуется проведение анализа динамики ротора с ГДД в опорах. Этот этап можно отнести к параметрической оптимизации системы «ротор - опоры».

Вторая - выбор типа демпфера. Эта задача относится к области структурного проектирования. И, наконец, третья задача - определение параметров выбранного типа демпфера.

Для выбора необходимой величины демпфирования требуется провести расчёт амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), вид которой существенно зависит от возбуждающих сил. Используемый метод расчёта зависит от стадии работы над созданием двигателя. На ранних этапах следует пользоваться упрощенной методикой расчёта для жесткого ротора, изложенной в работах [4,6,10-12]. В результате определяются характеристики ГДД – составляющие гидродинамической силы F_R и F_t. При детальном проектировании на стадии рабочего проектирования и доводке необходимо пользоваться более точной моделью ротора описанной, например, в работе [3]. Для оценки возбуждающих сил требуется провести анализ конструктивно-силовой схемы ротора. В случае составного ротора нужно проводить анализ его элементов. В результате определяются места введения дисбалансов, а для составных роторов оцениваются возможные сочетания дисбалансов с целью оценки фазы возбуждающих сил.

Для оптимизации параметров системы «ротор – опоры» необходимо выбрать соответствующие критерии. Как известно [4], демпфирование снижает амплитуду колебаний на резонансе, но после прохождения резонанса демпфирование увеличивает нагрузки, передаваемые на корпус, которые характеризуются коэффициентом передачи T, что приводит к росту нагрузок на подшипники и снижению их ресурса.

Коэффициент передачи T равен отношению усилия, передаваемого на корпус через демпфер к силам от неуравновешенности ротора. Поэтому можно рассмотреть несколько критериев оптимальности демпфирования.

Первый - это введение такого демпфирования, которое обеспечивает заданную амплитуду колебаний на резонансе, определяемую за-

зорами в лабиринтных уплотнениях. Второй критерий связан с выбором демпфирования, дающего минимальный коэффициент передачи T на рабочем режиме при амплитуде колебаний на резонансе, не превышающей допустимую величину. Возможен также подбор такого демпфирования, которое обеспечивает допустимую амплитуду на резонансе и допустимую величину коэффициента передачи на рабочем режиме.

В данном случае коэффициент передачи для заданного уровня демпфирования d определяется по известной формуле линейной теории колебаний [4]

$$T = \frac{g\sqrt{(ec)^2 + (ewd)^2}}{Gsw^2},$$

где G – вес ротора, приходящийся на опору, g – ускорение свободного падения, s - остаточная неуравновешенность ротора, c – жесткость упругого элемента демпфера.

Коэффициенты передачи усилия могут быть рассчитаны для любой точки ротора и для любой опоры. Но наибольший интерес представляют узлы, где наиболее вероятно возникновение больших динамических возмущений. Коэффициенты передачи усилия на корпус Tw на рабочих частотах желательно иметь меньше единицы. На критических частотах коэффициенты передачи могут достигать значительной величины, что вполне допустимо, т.к. переход через критическую частоту осуществляется достаточно быстро. Определением параметров демпфирования для роторной системы завершается этап параметрической оптимизации динамики (рисунок 2).

3 Выбор типа демпфера и определение параметров ГДД

Выбор типа демпфера является этапом структурной оптимизации – необходимо выбрать конструктивную схему устройства. Для этого следует воспользоваться базой знаний, которая должна непрерывно пополняться в процессе работы, что и отражено на рисунке 2 двойными стрелками. Этот этап в настоящее время недостаточно формализован, и можно воспользоваться экспертными оценками при принятии решения. Для совершенствования базы знаний необходимо разработать принципы конструирования ГДД.

Третий, заключительный этап методологии связан с определением параметров ГДД – геометрии, свойств смазки и режимов работы, обеспечивающих определенный ранее уровень демпфирования. Критериями оптимизации при этом могут являться, например, минимум массы, габаритов или расхода смазки.

О многообразии типов ГДД говорит анализ, проведенный в работе [4], но вопрос о выборе типа демпфера остается открытым. Мы считаем, что решение этой задачи необходимо начинать с вопроса об использовании упругого элемента (УЭ), т.к. он значительно усложняет конструкцию демпфера. Упругие элементы применяются для следующих факторов:

- проведения частотной отстройки
- восприятия осевой силы ротора в случае радиально-осевого подшипника
- восприятия веса ротора.

Для определения жесткости УЭ в первом случае необходимо провести расчёт спектра собственных частот ротора и подобрать жесткость таким образом, чтобы собственные частоты были выведены из рабочего диапазона.

Во втором случае (при использовании радиально-осевого подшипника) рекомендуется обязательное применение УЭ. Он позволяет стабилизировать характеристики ГДД при работе. В противном случае из-за наличия осевой силы по торцам демпфера будет возникать сила сухого трения, которая зависит от величины осевой силы и может сильно изменяться в зависимости от режима работы двигателя. Величина жесткости подбирается также из условия обеспечения частотной отстройки.

В третьем случае требуется обоснование необходимости применения УЭ путем решения задачи о колебаниях жесткого несбалансированного ротора на ГДД с учетом веса ротора. Методика такого расчёта приведена в работе [13]. Расчёты начинаются с нулевой жесткости УЭ (рисунок 3). Если в результате решения окажется, что вес ротора слишком велик и орбита движения будет неустойчивой, то вводится жесткость - УЭ или разгрузочное устройство от веса ротора. Не исключается также одновременное использование разгрузочного устройства и УЭ.

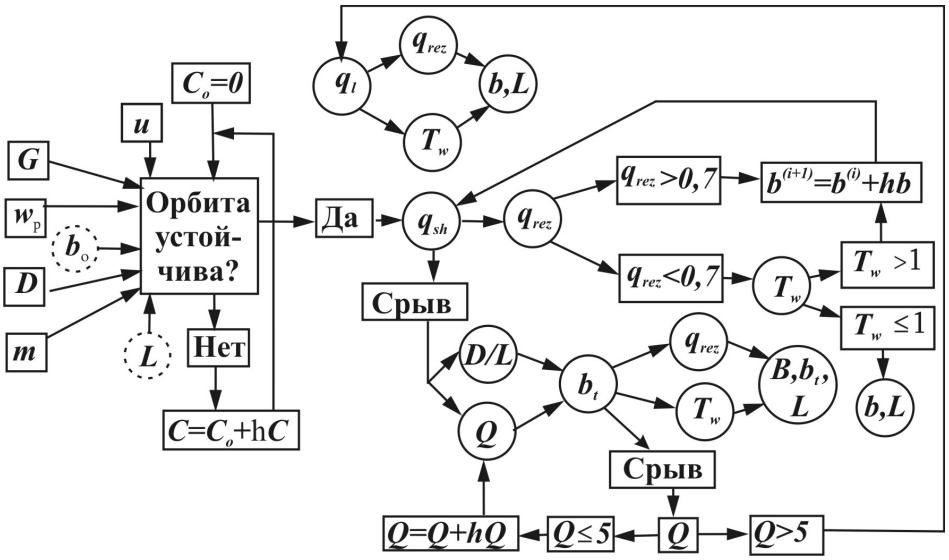


Рисунок 3. Алгоритм выбора типа гидродинамического демпфера

Основными типами ГДД, применяемыми в настоящее время, являются короткие (с уплотнениями и без них), длинные и демпферы с торцовыми щелями (ДТЩ). Для правильного выбора типа демпфера необходима оценка его влияния на динамику роторной системы. С этой целью необходимо провести расчёт динамики ротора по упрощенной методике, изложенной в работах [4,10,11]. Такая методика применяется для жесткого ротора. Упрощение на данном этапе оправдано, т.к. позволяет значительно ускорить подготовку исходных данных для расчётов. Заданными при этом считаются вес G ротора, приходящийся на опору, дисбаланс u, жесткость c упругого элемента опоры, определенная на предыдущем этапе, рабочая частота вращения w_p, диаметр вибратора D, динамическая вязкость смазки m. Необходимо определить тип демпфера и его геометрию – длину и зазор.

Вначале следует оценить возможность применения короткого демпфера без уплотнений, поскольку он наиболее прост по конструкции. Длину демпфера следует взять максимально возможной в данной конструкции опоры. Величину демпферного зазора b определим методом последовательных приближений. Задавшись для начала зазором b_0=0,1 мм (минимальный зазор, который можно обеспечить технологически), проведем расчёт относительной амплитуды колебаний q_{sh}, где индекс sh означает “короткий”. Если в результате расчётов оказывается, что демпфер работает без срывов, то после оптимизации окончательно определяются длина и зазор в демпфере. В алгоритме, представленном на рис. 3, оптимизация проводится по допустимой амплитуде на резонансе ($q_{rez}<0,7$) и обеспечению условия $Tw<1$.

Возможен случай, когда демпфер работает без срыва, но коэффициент передачи $T>1$, т.е. демпфер не снижает усилий, передаваемых на корпус. Такой факт свидетельствует о высоком уровне относительного дисбаланса. Уменьшить его можно увеличением демпферного зазора. Поэтому, увеличив его на величину шага по зазору hb, необходимо повторить расчёт. Если же значение $Tw<1$ не достигается, то нужно изменить тип демпфера. Тип демпфера нужно изменять и при появлении срывных режимов, т.е. когда демпфирование в системе мало.

Следующий тип демпфера – это короткий с уплотнениями. Он имеет в 4 раза большее демпфирование, чем демпфер без уплотнений [14]. Поэтому, увеличив демпфирование в 4 раза, необходимо повторить расчёты по описанной методике.

Если применение короткого ГДД с уплотнительными кольцами также не создает достаточного уровня демпфирования, то можно использовать демпфер с торцовыми щелями, который дает в 10...15 раз большее демпфирование, чем короткий. На наш взгляд, короткий ГДД с уплотнениями менее удачен по конст-

рукции, чем демпфер с торцовыми щелями, который гораздо проще конструктивно, и имеет большее демпфирование. Он характеризуется безразмерным параметром Q

$$Q = \frac{1}{2}\left(\frac{b}{b_t}\right)^3 \ln\left(\frac{1}{1-2L_t/D}\right),$$

где b_t и L_t –соответственно осевой зазор и длина торцовой щели.

Оставив то же значение демпферного зазора, что и в коротком демпфере, но, уменьшив величину осевого зазора b_t и длину щели L_t , т.е. увеличив параметр Q, можно устранить срыв и провести после этого оптимизацию демпфера. Параметр Q изменяется со своим шагом hQ. Однако при этом следует учитывать, что в опорах ГТД $Q<5$ [15] . При $Q>5$ необходимо переходить к расчёту длинного ГДД, т.е. ставить уплотнения без применения питающей канавки. Здесь усложнение оправдано, так как дает значительное увеличение демпфирования (в 100...300 раз). На рисунке 3 в ветвях, соответствующих расчёту ДТЩ и длинного ГДД, этапы оптимизации не отражены, т.к. они аналогичны этапам расчёта короткого ГДД.

4 Заключение

1. Проведен анализ конструкций гидродинамических демпферов и показано, что к настоящему времени существует большое разнообразие таких устройств. Поэтому необходима методика обоснованного выбора типа демпфера.
2. Разработана методология проектирования таких демпферов, состоящая из этапов параметрической оптимизации системы «ротор-демпфер», структурной оптимизации демпфера и выбора оптимальных параметров демпферов из выбранного типа.
3. Предложена методика выбора для четырех типов демпферов – короткого с уплотнениями и без них, длинного и демпфера с торцовыми щелями.
4. Показано, что для всех указанных выше демпферов существует срывной режим работы, зависящий от величины действующего в системе дисбаланса.

Список использованных источников

[1] [Пономарев Ю.К. и др. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов. – Самара: СГАУ, 1998.-234с.

[2] Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Саженков Н.А., Балакирев А.А., Семенова И.В. - Моделирование колебаний осциллятора с сухим трением. - Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2012. № 2. С. 128-139.

[3] Leontyev M.K. and etc. Vibration Diagnostics of Antifriction bearing damages during installation and assembly of heavy rotors. The Journal of Russian Society for Non-Destructive Testing and Technical Diagnostics/ Testing. Diagnostics, 2010, p. 36-41.

[4] Новиков Д.К. Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов. Монография. Издательство Самарского научного центра РАН, 2000. – 165с.

[5] Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.

[6] Mohan, S., and Hahn, E.J., 1974, “Design of Squeeze-film Damper Supports for Rigid Rotors,” ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No.3, pp.976-982.

[7] Novikov D., Balyakin V., Zyryanov A. Development of Calculation Techniques for Squeeze Film Dampers, Accounting Rupture and Turbulence of Lubricant Layer.- 10th International Colloquium Tribology 1996. - Technische Akademie Esslingen, Germany. - January 09 -11. V. II. P.1287-1293.

[8] Novikov D., Balyakin V. An Analytical Investigation of the Dynamics of a Gas Turbine Engine Rotor Supported on a Squeeze Film Damper.- 12th International Colloquium Tribology 2000 – Plus. - Technische Akademie Esslingen, Germany. - January 11-13. - Volume II. - P.1411-1417.

[9] D.K. Novikov,V. Balyakin, P. Kanunnikov Creating of Squeeze Film Damper Model With End Seals 13th International Colloquium Tribology 2002 – Technische Akademie Esslingen, Germany. - January. - Volume III. - P. 2249-2255.

[10] Chaadaev, K.N., Novikov, D.K. Dynamics of a rigid rotor in the NK-14ST-10 engine free power turbine with sliding bearings (2009) *Russian Aeronautics* 52 (4) PP. 426 - 431 doi: 10.3103/S1068799809040096.

[11] Новиков Д.К., Чаадаев К.Н. Динамика ротора ГТД с учетом нелинейности демпферов опор. Вестник двигателестроения, 2012,№2. С.191-195. Запорожский национальный технический университет, АО «Мотор Сич», Национальный аэрокосмический университет им. Жуковского «ХАИ».

[12] Belousov, A.I., Novikov, D.K. SELECTION OF GTE ROTOR BEARING HYDRODYNAMIC DAMPER TYPE. (1986) *Soviet Aeronautics (English translation of Izvestiya VUZ, Aviatsionnaya Tekhnika)* 29 (3) PP. 6 - 10

[13] Новиков Д.К. Влияние конструкторско-технологических факторов на характеристики гидродинамических демпферов // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 2000. - №3. - С.72-73.

[14] Marmol, R.A. and Vance, J.M., “Squeeze Film Damper Characteristics for Gas Turbine Engines,” ASME Jour. Of Mech. Design, 100, pp 139-146. (1978)

[15] Belousov, A.I., Novikov, D.K., Eskin, I.D. THEORY OF HYDRODYNAMIC DAMPERS WITH CYLINDRICAL AND END SLOTS. (1981) *Soviet Aeronautics (English translation of Izvestiya VUZ, Aviatsionnaya Tekhnika)* 24 (3) PP. 13 - 17

SELECTION OF THE HYDRODYNAMIC DAMPER TYPE FOR THE TURBOMACHINE ROTOR

D.K. Novikov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
novikovdk_ssau@mail.ru

This work discusses a number of issues related to selection of the hydrodynamic damper type widely spread today for damping turbomachinery rotor oscillations. The analysis of works dedicated to this issue has been performed and it has been shown that today there is a large variety of damper designs. Therefore, the method allowing to reasonably select the type of dampers and their parameters is required. It contains the methodology of designing such dampers consisting of the stages of parameter optimization of the "rotor-damper" system, damper structural optimization and selection of optimal parameters of dampers of the type selected.

Key words: *amplitude, hydrodynamic damper, transmission coefficient, optimization, parameters, operating mode, resonance, structure, type.*

References

[1] Ponomarev, Yu.K. i dr., (1998) Mnogosloynye dempfery dvigateley letatel'nykh apparatov.- Samara: SGAU, 234p.

[2] Nikhamkin, M.Sh. i dr., (2012) Modelirovanie kolebaniy ostsillyatora s sykhim treniem. –Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mekhanika. № 2, pp. 128-139.

[3] Leontyev, M.K. and etc., (2010) Vibration Diagnostics of Antifriction bearing damages during installation and assembly of heavy rotors. The Journal of Russian Society for Non-Destructive Testing and Technical Diagnostics/ Testing. Diagnostics, pp. 36-41.

[4] Novikov, D.K., (2000) Proektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov dvigateley letetel'nykh apparatov. Monografiya. Izdatel'stvo Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk, 165p.

[5] Sergeev, S.I., (1959) Dempfirovanie mekhanicheskikh kolebaniy,. Moskva. Izdatel'stvo Fizmatgiz, 408 p.

[6] Mohan, S., and Hahn, E.J., (1974) "Design of Squeeze-film Damper Supports for Rigid Rotors," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No.3, pp.976-982.

[7] Novikov D., Balyakin V., Zyryanov A., (1996) Development of Calculation Techniques for Squeeze Film Dampers, Accounting Rupture and Turbulence of Lubricant Layer.- 10th International Colloquium Tribology. - Technische Akademie Esslingen, Germany. - January 09 -11. V. II., pp.1287-1293.

[8] Novikov D., Balyakin V., (2000) An Analytical Investigation of the Dynamics of a Gas Turbine Engine Rotor Supported on a Squeeze Film Damper.- 12th International Colloquium Tribology – Plus. - Technische Akademie Esslingen, Germany. - January 11-13. - Volume II, pp.1411-1417.

[9] Novikov D., V. Balyakin, P. Kanunnikov, (2002) Creating of Squeeze Film Damper Model With End Seals 13th International Colloquium Tribology – Technische Akademie Esslingen, Germany. - January. - Volume III, pp. 2249-2255.

[10] Novikov, D.K., (2009) Dynamics of a rigid rotor in the NK-14ST-10 engine free power turbine with sliding bearings *Russian Aeronautics* 52 (4), pp. 426 - 431 doi: 10.3103/S1068799809040096.

[11] Novikov, D.K, Chaadaev, K.N., (2012) Dinamika rotora gazoturbinnogo dvigatelya s uchetom nelineynosti dempferov opor. Vestnik dvigatelestroeniya. №2, pp.191-195. Zaporozhskiy natsional'nyy tekhnicheskiy universite imeni ZHukovskogo.

[12] Belousov, A.I., Novikov, D.K., (1986) SELECTION OF GTE ROTOR BEARING HYDRODYNAMIC DAMPER TYPE. *Soviet Aeronautics (English translation of Izvestiya VUZ, Aviatsionnaya Tekhnika)* 29 (3) pp. 6 - 10

[13] Novikov, D.K., (2000) Vliyanie konstruktorsko-tekhnologicheskikh faktorov na kharakteristiki gidridinamicheskikh dempferov. Izvestiya VUZov. Aviatsionnaya tekhnika. №3, pp.72-73.

[14] Marmol, R.A. and Vance, J.M., (1978) Squeeze Film Damper Characteristics for Gas Turbine Engines, ASME Jour. Of Mech. Design, 100, pp. 139-146.

[15] Belousov, A.I., Novikov, D.K., Eskin, I.D., (1981) Theory of hydrodynamic dampers with cylindrical and end slots. *Soviet Aeronautics (English translation of Izvestiya VUZ,*

УДК 621.664

ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ С ПОЛИМЕРНЫМИ ВАЛАМИ-ШЕСТЕРНЯМИ

Л.В. Родионов
Ф.С. Поматилов
П.Д. Рекадзе

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
leonid@rodionoff.net
pomatilov@gmail.com
rekadze93@mail.ru

На основе работ, выполненных ранее, выявлено, что в шестеренных насосах возможна замена отдельных компонентов на полимерные для снижения стоимости насосного агрегата при приемлемых показателях шума и пульсаций давления. Поэтому для анализа акустических характеристик был проведен ряд экспериментов на гидростенде СВНШ-08 (источник давления - шестеренный насос НМШ-5-25-4 0,4/25) с применением акустической камеры Norsonic Nor848 и 12-ти канального измерителя-анализатора динамических сигналов LMS SCADAS Mobile (SCM05). На основе проведенных исследований были сделаны выводы о влиянии различного материала ведущего и ведомого роторов на акустические характеристики насосного агрегата. Результаты экспериментов показывают, что предложенные мероприятия по замене металлических валов-шестерней на полимерные снижают акустическую и пульсационную нагруженность насосного агрегата на исследуемых режимах.

***Ключевые слова**: шестеренный насос; виброакустика; полимерные материалы; механические шумы; зубчатое колесо; вал-шестерня*

1 Введение

Широкое применение шестеренных насосов обусловлено простотой их конструкции, низкой чувствительностью к механическим примесям, простотой изготовления большей части элементов, невысокой стоимостью. Наряду с достоинствами есть и недостатки: высокий уровень шума, высокие требования к качеству изготовления шестерен. Шестеренные насосы широко используются во многих отраслях промышленности, в том числе в химической и нефтегазовой. Агрессивные среды отрицательно влияют на элементы насосных агрегатов. В связи с этим в производстве насосов данного типа проточную часть выполняют из хромникелевой, хромникельмолибденовой, кремнистого высоколегированного /хромистого чугуна, титановых сплавов. Аналогами таких сплавов могут служить полимерные материалы или полимерные композиционные материалы (далее ПМ и ПКМ).

Попытки исследовать рабочий процесс и виброакустические характеристики в шестеренных насосах с полимерными зубчатыми колесами были предприняты и ранее [1,2]. Из этих статей видно, что подобные эксперименты нуждаются в конструкторских и технологических доработках. Проведенные ранее исследования [3,4,5,6] свидетельствуют о перспективности данной темы.

Как известно, природа возникновения шума в шестеренных насосах носит механический и гидродинамический характер [7]. Проведенные исследования направлены на разработку мероприятий по борьбе с механическим шумом.

2 Технология и процесс изготовления полимерных роторов

На данный момент использование полимерных валов-шестерней (рисунок 1) вместо металлических является перспективным, так как приводит к: снижению веса, снижению шума и вибрации, улучшению трибологических свойств взаимодействующих элементов.

Компьютерный расчет на прочность валов-шестерней дает только распределение напряжений и реакции в опорах, по которым нельзя судить об усталости и износе материала [8]. Поэтому необходимо изготовить экспериментальный комплект полимерных валов-шестерней и провести ряд испытаний с ним.



Рисунок 1. Полимерные валы-шестерни

Технологический процесс занимает важное место на пути детали от разработки к эксперименту. При изготовлении полимерных роторов технологический процесс дешевле, чем при изготовлении металлических (изготовление заготовок, долбление пазов, нарезка, закалка зубьев и т. д.), что позволяет значительно снизить стоимость валов-шестерней.

Изготовление производилось посредством отливки полимера в кокиль, выполненный по слепку с металлических шестерен. Был использован полимерный материал ProtoCast-85R . Данный способ изготовления был выбран из-за его доступности, дешевизны и малого времени приготовления изделия при удовлетворительных механических характеристиках материала. Внешнее состояние шестерен было оценено, как удовлетворительное: вне поверхностей трения и контакта имели место швы и незначительные неровности. Кроме того, из-за термической усадки диаметры головок и впадин зубьев отличались от металлических на 0,38% в меньшую сторону. Диаметры валов по посадочным цилиндрам отличались от металлических на 0,29%.

3 Экспериментальные исследования

Для проведения эксперимента использовался гидростенд СВНШ-08 (рисунок 2). Источником давления является шестеренный насос НМШ-5-25-4 0,4/25. В качестве рабочей жидкости применялось гидравлическое масло HLP-46.



Рисунок 2. Гидростенд СВНШ-08

Основные характеристики насоса представлены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики насоса

Подача, $м^3/ч$, не ме-	Давление на выходе из насоса, МПА	Частота вращения, об/мин	КПД насоса в агрегате, %	Мощность насоса в агрегате, кВт, не менее	Род перекачиваемой среды	Рабочая температура, °С
4	2,5	1450	81,5	30,8	Масло, нефть, мазут	70

На выходе из насоса измерялись пульсации давления рабочей жидкости и статическое давление. Для измерения давления был использован аналоговый манометр. Пульсации измерялись датчиком пульсаций PCB HM101A. Основные технические характеристики датчика пульсации PCB HM101A приведены в таблице 2.

Таблица 2. Основные технические характеристики датчика пульсации PCB HM101A

Характеристики	Значение
Диапазон измерений (± 5V)	3450 кПа
Чувствительность (± 1mV/psi)	1,45 мВ/ кПа
Максимальное давление (статическое)	34500 кПа
Разрешающая способность	0,07 кПа
Резонансная частота	≥400 кГц
Погрешность измерений, %	0,5

Одновременно регистрировались уровни звукового давления насосного агрегата с помощью акустической камеры Norsonic Nor848. Технические характеристики акустической камеры:
- Число микрофонов – 225 шт.;
- Максимальный уровень звука – 110 dB;
- Частотный диапазон микрофонов – 20 Гц-20 кГц;
- Частотный диапазон акустической карты – 100 Гц-7 кГц;
- Частота дискретизации 44,1 кГц.

В качестве измерительной системы использовался портативный 12 канальный анализатор вибрационных и акустических сигналов LMS SCADAS Mobile (SCM05) (рисунок 3). SCM05 – прибор для предварительного формирования сигнала, сбора данных и обработки сигнала в широком и разнотипном диапазоне. Основные технические характеристики представлены в таблице 3.



Рисунок 3. LMS SCADAS Mobile (SCM05)

Таблица 3. Технические характеристики анализатора SCM05 (Бельгия)

Количество каналов	12
Максимально возможное количество каналов	40
Размеры, мм	340x78x295
Масса (максимальная), кг	6,2
Температурный диапазон, ^{0}C	-10…+55
Соответствие требованиям стандартов MIL-STD 810F:	
Вибрация и удар, g	до 60
Влажность, %	до 95
Тахо канал (встроенный)	2
Канал генератора выхода сигналов (встроенный)	2
Соединение с ПК	Ethernet

Измерялись акустические характеристики насоса для следующих компоновок ведущего и ведомого роторов:
-"металл";
-"полимер";
-"полимер - металл".

Были отработаны различные режимы, которые образовывались комбинацией частоты вращения и выходного давления. Ряд давлений был взят из ГОСТ 19027-89. Режимы испытаний приведены в таблице 4.

Таблица 4.- Режимы испытаний

Частота вращения (n), об/мин	100	200	300
Давление на выходе из насоса (P), МПа	0,25	0,4	1

Алгоритм эксперимента:
- задание частоты вращения вала электродвигателя;
-задание давления в системе с помощью дросселя переменного проходного сечения;
- регистрация акустических и пульсационных сигналов.

4 Результаты испытаний

В ходе эксперимента в компоновке "полимер" ведущий ротор не выдержал нагрузки на режиме: n=300 об/мин, Рвых = 0,4 МПа. Излом материала произошел по валу, вне герметичной полости. Причиной послужила сложная нагрузка - изгиб с кручением, вызванная люфтом вала во втулке

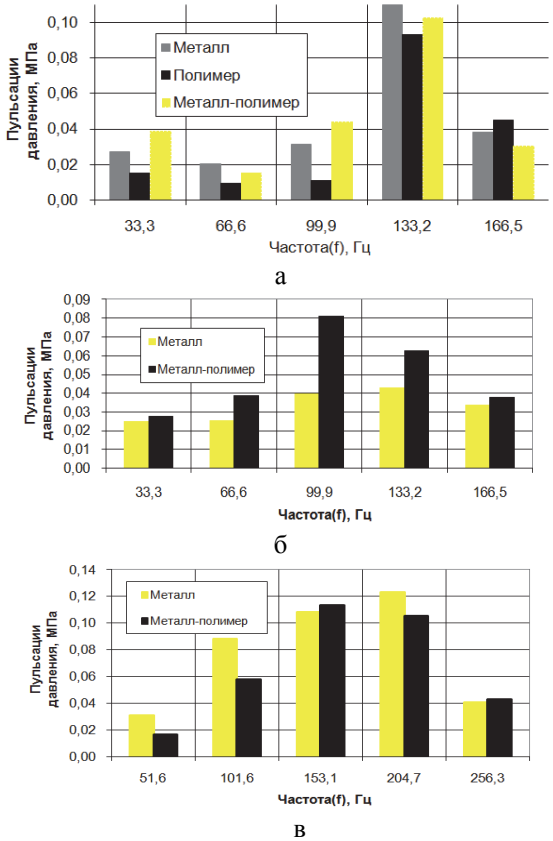
из-за его термической усадки в местах посадок. При увеличении давления в полости нагнетания произошел изгиб и вал «зажало» во втулке (рисунок 4).



Рисунок 4. Поломка полимерного вала-шестерни

При проведении дальнейших экспериментов требуется использование ПМ/ПКМ с улучшенными прочностными характеристиками.

Спектры пульсаций давления на выходе из насоса на различных режимах представлены на рисунке 5.



а

б

в

Рисунок 5. Спектр пульсаций давления на выходе из насоса: а - n=200 об/мин, Рвых=0,25 МПа; б - n=200 об/мин, Рвых=1 МПа; в - n=300 об/мин, Рвых=1 МПа

На основе полученных спектров пульсаций давления можно сделать выводы:

- для режима а) применение компоновки «полимер» снижает пульсации давления почти на всем диапазоне частот;
- для режима б) применение компоновки «металл-полимер» отрицательно сказывается на работе насосного агрегата, т. к. имеются повышенные пульсации давления в сравнении с металлическим исполнением роторов;
- для самого нагруженного режима в) определяющих выводов сделать нельзя.

Спектр уровня звукового давления насосного агрегат представлен на рисунке 6.

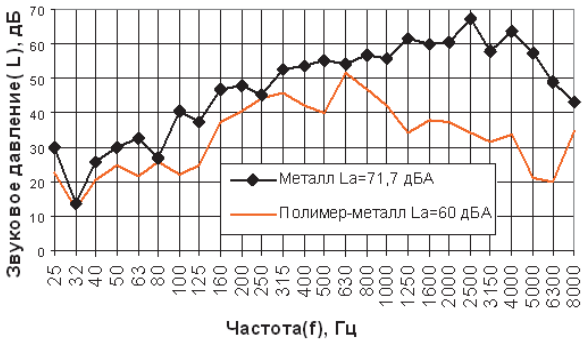


Рисунок 6. Уровень шума насосного агрегата с металлическими и полимерными валами-шестернями на режиме: n=200 об/мин, Рвых=1 МПа

Результаты измерения уровня звукового давления различных компоновок показывает, что компоновка «полимер-металл» лучше как в частотном диапазоне, так и по шкале А.

5 Заключение

В виду выявленных недостатков полимерных валов-шестерней будут предприняты следующие пути их совершенствования результатов эксперимента:
- совершенствование метода изготовления изделия, литьё под давлением;
- применение более прочных и износостойких пластиков: полиамид 6, полиамид 66 , полипропилен высокого давления и др.;
- комбинированное изготовление ведущего вала-шестерни: вал из металла, зубчатый венец из полимера. Поэтому необходима детальная проработка процесса комбинированной отливки металл-полимер;
- изготовление собственной литейной формы и пуансона для простой комбинации полимеров.

6 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России

Список использованных источников

[1] Metalsi Tani F., Bourdim A. Study of feasibility of plastic gear to reduce noise in a gear pump, *Academic Journal,2012,* vol. 7, no 2, p.143. Available at: http://apem-journal.org/Archives/2012/APEM7-2_143-149.pdf

[2] Dearn K., Walton D. Acoustic emissions from polymeric gears*, Book,2009,* vol. 2, p. 1832. Available at: http://www.iaeng.org/publication/WCE2009/WCE2009_pp1832-1837.pdf

[3] Bécot F., Jaouen L., Chevillotte F. Relating manufacturing parameters and material microstructure to acoustic properties of recycled polymers. Acoustique & Vibrations, *Book*, 2011, vol. 7, no 2. Available at: http://www.matelys.com/publications/BJCKH11_ForumAcusticum.pdf

[4] Stryczek J., Antoniak P., Jakhno O., Kostyuk D., Kryuchkov A., Belov G., Rodionov L. Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps. *Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014*

[5] Родионов Л. В., *Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов*. Дисс. канд. тех. наук. Москва, 2009. 14 p.

[6] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.,(2013) Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering.* 14, pp. 391–397

[7] Гаспаров М.С. Гидродинамика и виброакустика авиационных комбинированных насосных агрегатов. Дисс. канд. тех. наук. Москва, 2006. 12 p.

[8] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.,(2013) Strength analisis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering.* 14, pp. 397–409

EXPLORATION OF ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF GEAR PUMPS WITH POLYMERIC PINION SHAFTS

Leonid V. Rodionov
F.S. Pomatilov
P.D. Rekadze

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
leonid@rodionoff.net
pomatilov@gmail.com
rekadze93@mail.ru

Previous researches shows that it is possible to replace several parts of gear pumps to polymeric ones. This substitution leads to cost and noise reduction of the pump unit. Therefore, series of experiments on test bench SVNSH-08 with the use acoustic camera Norsonic Nor848 for the analysis of acoustic characteristics was carry-out. Measuring system - portable 12-channel signals analyzer LMS SCADAS Mobile (SCM05) was used. Conducted experiment shows that vibroacoustic characteristics of the pump unit depend on different material drive and driven rotor. Experimental result indicates that the proposed measures for replacing metal pinion shafts to polymeric reduce acoustic and fluctuating loading pump unit on the test m
odes.

Keywords*: gear pump; vibroacoustics; polymeric materials; mechanical noise; gear; pinion shaft.*

References

[1] Metalsi Tani F., Bourdim A. Study of feasibility of plastic gear to reduce noise in a gear pump, *Academic Journal,2012,* vol. 7, no 2, p.143. Available at: http://apem-journal.org/Archives/2012/APEM7-2_143-149.pdf

[2] Dearn K., Walton D. Acoustic emissions from polymeric gears*, Book,2009,* vol. 2, p. 1832. Available at: http://www.iaeng.org/publication/WCE2009/WCE2009_pp1832-1837.pdf

[3] Bécot F., Jaouen L., Chevillotte F. Relating manufacturing parameters and material microstructure to acoustic properties of recycled polymers. Acoustique & Vibrations, *Book*, 2011, vol. 7, no 2. Available at: http://www.matelys.com/publications/BJCKH11_ForumAcusticum.pdf

[4] Stryczek J., Antoniak P., Jakhno O., Kostyuk D., Kryuchkov A., Belov G., Rodionov L. Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps. *Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014*

[5] Rodionov L.V., Razrabotka metoda rascheta i uluchshenie dinamicheskikh kharakteristik shesterennykh nasosov. Diss. kand. tex. nauk [Development of the method of calculation and improve the dynamic characteristics of gear pumps. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2009. 14 p.

[6] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.,(2013) Gerotor pump with POM gears: Design, production tech-

nology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering.* 14, pp. 391–397

[7] Gasparov M. S. Gidrodinamika i vibroakustika aviatsionnykh kombinirovannykh nasosnykh agregatov. Diss. kand. tex. nauk [Hydrodynamics and vibroacoustics aircraft combined pumping units. Dr. tech. sci. diss.] Moscow, 2006. 12 p.

[8] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.,(2013) Strength analisis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering.* 14, pp. 397–409

УДК 534.8

МЕТОД СНИЖЕНИЯ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД ПУТЕМ НАКЛОНА ЛОПАТОК ЕГО СПРЯМЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Я.С. Почкин,
Ю.Д. Халецкий

Центральный институт авиационного моторостроения
ул. Авиамоторная, 2,
г. Москва, Российская Федерация,
111116
yurikhalet@ciam.ru

С целью разработки технологии снижения шума вентилятора перспективного ТРДД выполнено экспериментальная исследование влияния НА наружного контура с наклонными лопатками в окружном направлении на акустические и аэродинамические характеристики модели двухконтурного вентилятора. Исследованы три варианта направляющих аппаратов модельного двухконтурного вентилятора со степенью сжатия 1.54, окружной скоростью на периферии 390 м/с и диаметром на входе в вентилятор 700 мм. Основной вариант модели вентилятора имел лопатки НА наружного контура с прямой стреловидностью в меридиональном направлении (угол стреловидности 18.3 градуса). Удлинение лопатки составляло 2.13, число лопаток 41. Лопатка имела приблизительно одинаковые по высоте профили с максимальной толщиной 5.3%. Второй вариант лопатки НА наружного контура был получен путём смещения в окружном направлении профиля лопатки на втулке и периферии по и против часовой стрелке соответственно, так, чтобы угол наклона средней линии по высоте лопатки с радиальным направлением составил +30°. Наконец, третий вариант лопатки НА наружного контура был получен путём смещения в окружном направлении профиля лопатки на втулке и периферии против и по часовой стрелке соответственно, так, чтобы угол наклона средней линии по высоте лопатки с радиальным направлением составил -30°. Выполнен анализ измеренных в заглушенной камере спектров и диаграмм направленности шума трех вариантов модели вентилятора. Получено, что вариант СА с наклоном лопаток по вращению РК приводит к снижению уровня шума относительно базового первого варианта СА, а вариант СА с наклоном лопаток против вращения РК наоборот, приводит к генерации более высоких уровней шума. Наиболее значительно эти тенденции проявляются на дозвуковом режиме посадки в задней полусфере.

***Ключевые слова**: вентилятор, рабочее колесо, спрямляющий аппарат, двухконтурный турбореактивный двигатель, шум*

1 Введение

В современной практике проектирования авиационных двигателей практически всегда используется сочетание методов снижения его шума в источнике с методами, использующими механизмы поглощения и отражения звука по мере его распространения в каналах двигателя [1-3]. К первой группе можно отнести подбор числа лопаток рабочего колеса (РК) и спрямляющего аппарата (СА) вентилятора с целью выполнения условия отсечки тонального шума взаимодействия, выбор компромиссного осевого расстояния между ротором и статором, поскольку его увеличение с одной стороны приводит к снижению уровня шума, но с другой - к увеличению массы двигателя. В последние годы появились публикации, в которых использование стреловидных и наклонных лопаток статора вентилятора (рис. 1) приводит к снижению генерируемого шума по сравнению с радиальными лопатками (см. обзор в [4]). Наклонные и стреловидные лопатки спрямляющего аппарата вентилятора были предложены с целью ослабления механизма взаимодействия следов ротора с лопатками статора. Стреловидность лопатки представляет собой осевое смещение лопатки СА таким образом, чтобы периферийная часть лопатки оказалась расположенной дальше по потоку, чем втулочная. Другими словами стреловидность лопаток СА увеличивает осевой зазор на периферии, где окружная скорость наиболее высокая. Наклон лопаток СА представляет собой окружное смещение набора лопаток относительно радиального направления. Предполагается, что угол наклона положителен, когда лопатки статора наружного контура имеют наклон в направ-

лении вращения ротора, и отрицателен – в противном случае.

В одной из первых публикаций на эту тему было экспериментально показано, что наклон лопаток СА на 45.2° в направлении вращения ротора приводит к снижению уровня шума на 9 дБ [5]. В работе [6] были выявлены физические механизмы снижения шума вентилятора с наклонными и стреловидными лопатками СА. Показано, что вентилятор со стреловидными лопатками статора имеет преимущество над вентилятором с радиальными лопатками за счет увеличенного осевого зазора на периферии, а наклон лопаток в окружном направлении приводит к увеличению числа пересечений роторного следа с лопатками СА по размаху, вследствие чего происходит дополнительное снижение амплитуды звуковой волны.

На рис. 1а показан продольный разрез вентилятора, у которого СА имеет стреловидные лопатки, а на рис. 1б – СА с наклонными в окружном направлении лопатками.

а) *стреловидные лопатки* б) *наклонные лопатки*

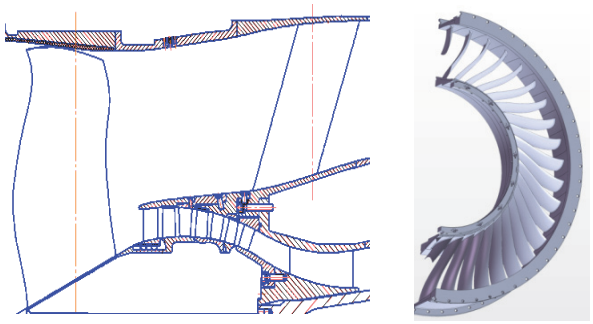


Рисунок 1. Стреловидные (а) и наклонные в окружном направлении (б) лопатки СА

В аэродинамической трубе на модели вентилятора диаметром 0.560 м было проведено исследование влияния наклона и стреловидности лопаток [7, 8]. Результаты показали, что применение СА со стреловидными и наклонными в окружном направлении лопатками, а также СА только со стреловидными лопатками может значительно снизить уровень тонального шума взаимодействия, а также широкополосный шум. Причем наибольшее снижение шума наблюдалось в задней полусфере. Влияние конструкции лопаток СА оказалось даже более сильным, чем увеличение осевого зазора между РК и СА. В работе [9] было проведено теоретическое исследование распространения широкополосного шума через каскады с турбулентным потоком на входе. Результаты показали, что наклон лопаток в окружном направлении, по сравнению со стреловидностью, менее эффективно снижает широкополосный шум. В [10] было выполнено расчетно-экспериментальное исследование шума взаимодействия ступени компрессора с входным направляющим аппаратом. Показано, что положительный угол наклона лопаток СА в окружном направлении приводит к более значительному снижению уровней тонального шума, чем отрицательный. При этом на широкополосную составляющую шума компрессора угол наклона лопаток СА практически не влияет.

В данной работе проведена экспериментальная верификация метода снижения шума вентилятора путём наклона стреловидных лопаток СА в окружном направлении по вращению РК и в противоположную сторону. Несмотря на то, что в работе тестировалась модель вентилятора, ресурсы на её выполнение были ограничены, поэтому варьирование угла наклона не предусматривалось. Угол наклона лопаток СА выбран, исходя из условия, что аэродинамические характеристики вентилятора оставались не хуже, чем для его базовой конструкции.

2 Стенд Ц-3А ЦИАМ для испытаний моделей вентиляторов

Работа выполнена на стенде с заглушенной камерой, предназначенном для акустических и аэродинамических испытаний моделей вентиляторов авиадвигателей [11-12]. Модель исследуемого вентилятора расположена в заглушенной камере объемом 1150 м^3, на расстоянии 6 м от задней стены камеры. Такое расположение испытуемой модели вентилятора позволяет одновременно определять акустические характеристики моделей вентиляторов в передней и в задней полусферах. Для устранения приземной турбулентности и обеспечения подобия потока полётным условиям, на входе исследуемой модели вентилятора устанавливается противотурбулентное устройство (ПВУ). На рис. 2 (сверху) показана находящаяся в процессе монтажа модель вентилятора без мотогондолы, а на рис. 2 (снизу) - подготовленная к

испытаниям модель вентилятора с установленным на входе ПВУ.

Заглушенная камера стенда имеет следующие размеры: 15.6×14.7×5.0 м. Стены камеры покрыты пористым звукопоглощающим материалом, характеристики которого обеспечивают внутри камеры условия свободного звукового поля.

Система сбора и обработки акустических данных стенда Ц-3А включает 24 измерительных канала. Микрофоны установлены на двух дугах радиусом 4.0 м в направлениях: 10°-90° с центром на оси вентилятора относительно передней кромки рабочего колеса и 90°-60° – относительно сечения сопла (Рис. 3).

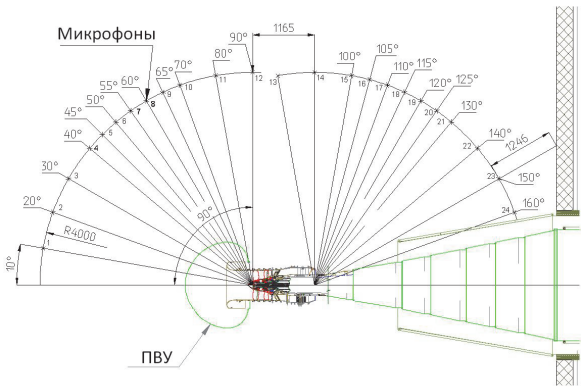


Рисунок 3. Схема расположения микрофонов в заглушенной камере.

3 Объект испытаний

Программа исследования влияния наклона лопаток СА на шум вентилятора включала три конфигурации СА модели широкохордного вентилятора. В качестве базовой модели СА использовалась конструкция, состоящая из стреловидных лопаток без наклона в окружном направлении. Кроме того, были испытаны две конфигурации спрямляющего аппарата. Первая из них имела стреловидные лопатки с наклоном 30° относительно радиуса в направлении вращения рабочего колеса (РК), а другая конфигурация имела наклон лопаток против направления вращения РК (рис. 4).

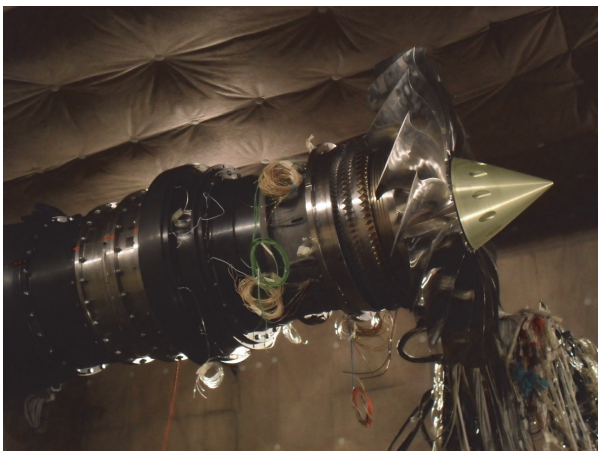
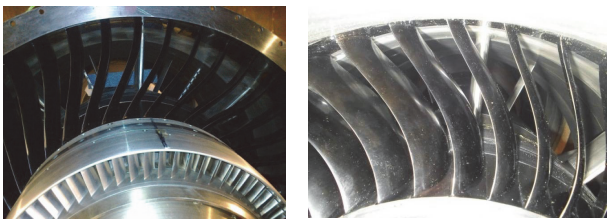




Рисунок 2. Установленная на стенде ЦИАМ модель вентилятора:
без мотогондолы (сверху), с мотогондолой и противотурбулентным устройством на входе (снизу)



а) б)

Рисунок 4. Спрямляющий аппарат модели вентилятора с наклоном лопаток СА:
а) по вращению РК; б) против вращения РК.

Профили у всех лопаток были примерно одинаковыми, но из-за смещения оси лопаток в окружном направлении разброс коэффициента восстановления полного давления находился в пределах 0.008 от величины коэффициента восстановления полного давления прямой лопатки базовой модели.

В таблице 1 приведены конструктивные и газодинамические параметры модели вентилятора на расчетном режиме.

Таблица 1. Параметры модели вентилятора на расчетном режиме

Диаметр модели вентилятора	700 мм
Число лопаток РК	18
Число лопаток СА	41
Окружная скорость вентилятора	395 м/с
Степень повышения полного давления	1.54
Расход воздуха	74.4 кг/с
Степень двухконтурности	8.5
Относительное удлинение лопатки РК	1.7

4 Экспериментальные результаты

На стенде с заглушенной камерой были определены аэродинамические и акустические характеристики трех конфигураций СА модели широкохордного вентилятора. Режимы работы модели вентилятора приведены в таблице 2.

Таблица 2. Основные режимные параметры модели вентилятора.

Режим	Относит. частота вращения вала, N, %	Частота вращения вала, n физ.	Окружная скорость на периферии, м/с	Расход воздуха, кг/с
Посадка	53.9	5684	208	37
Набор высоты	82.0	8655	317	59
Взлёт	95.4	10066	370	69

Для анализа результатов акустических измерений рассмотрим спектры шума модели вентилятора на сверхзвуковом, трансзвуковом и дозвуковом режимах, соответствующих режимам работы вентилятора – Взлету, Набору высоты и Посадке. Третьоктавные спектры шума модели вентилятора с тремя вариантами спрямляющего аппарата – базовый СА с прямыми лопатками и два варианта с наклонными лопатками – приведены на рис. 5-7.

На сверхзвуковом режиме Взлета получено, что в передней полусфере наклон лопаток не приводит к какому-либо изменению спектра. Зато в задней полусфере на частоте следования наклон лопаток в направлении вращения РК приводит к снижению шума на 2 дБ, а наклон лопаток в противоположном направлении приводит к его повышению примерно на ту же величину. Причем эта тенденция наблюдается практически во всем частотном диапазоне выше частоты следования (рис. 5).

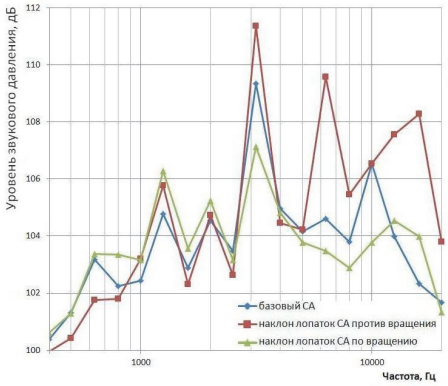


Рисунок 5. Спектры шума модели вентилятора на режиме взлета в задней полусфере (110°)

Подобная картина наблюдается на трансзвуковом режиме набора высоты (рис. 6) и на дозвуковом режиме посадки (рис. 7).

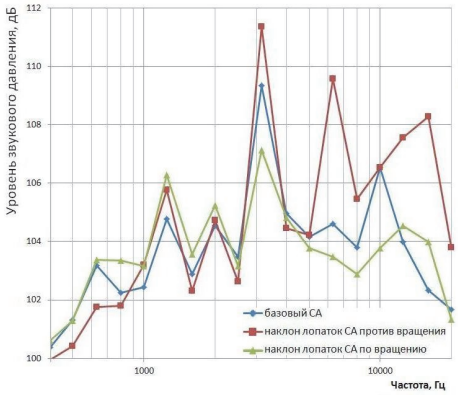


Рисунок 6. Спектр шума модели вентилятора на режиме набора высоты в направлении 110°

Наиболее значимый эффект влияния наклона лопаток статора проявился на дозвуковом режиме посадки. В передней полусфере изменения уровней шума весьма не значительные, в задней полусфере снижение шума до 5 дБ наблюдается в широком диапазоне частот 2.0-12.5 кГц. Наклон лопаток СА в направлении противоположном вращению вала приводит к негативному резуль-

тату, а наклон в направлении вращения – к позитивному результату (рис. 7).

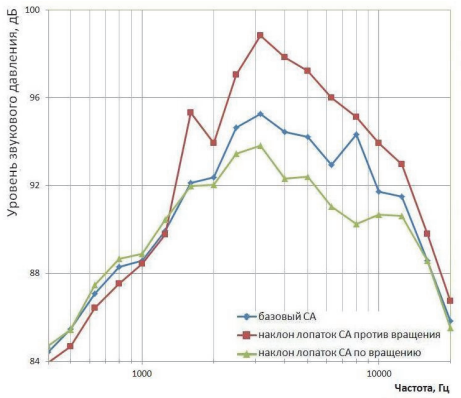


Рисунок 7. Спектр шума модели вентилятора на режиме посадки в направлении 110°

Узкополосный анализ показал, что на сверхзвуковом режиме Взлета в передней полусфере присутствует шум ударных волн. Однако на эти составляющие шума вентилятора, также как на тональный шум на частоте следования и её гармониках, наклон лопаток СА существенного влияния не оказывает. В задней полусфере наклон лопаток по вращению вала приводит как к значительному снижению тонального шума на частоте следования BPF1 и гармониках - BPF2, BPF3, так и к повышению его уровней на гармониках более высоких номеров BPF4, BPF5, BPF6 (рис. 8).

Позитивное действие наклона лопаток СА наиболее значительно проявляется на режиме посадки в задней полусфере в частотном диапазоне 2-12.5 кГц (рис. 9). Видно, что не только тоны на частотах BPF2, BPF3, BPF4 и FB3 снижаются примерно на 5 дБ, но также и широкополосная составляющая снижается примерно на 2 дБ. Но отметим также и негативную тенденцию – в области высоких частот на BPF5, BPF6 и на некоторых комбинационных частотах уровень шума вырос на 1-5 дБ.

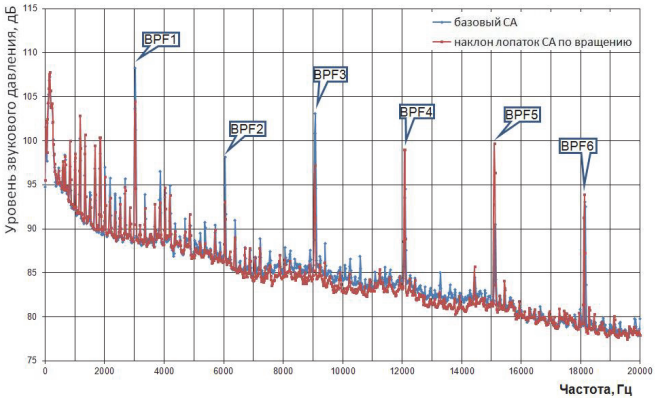


Рисунок 8. Узкополосные спектры шума модели вентилятора С180-2 на режиме взлета в направлении 110°

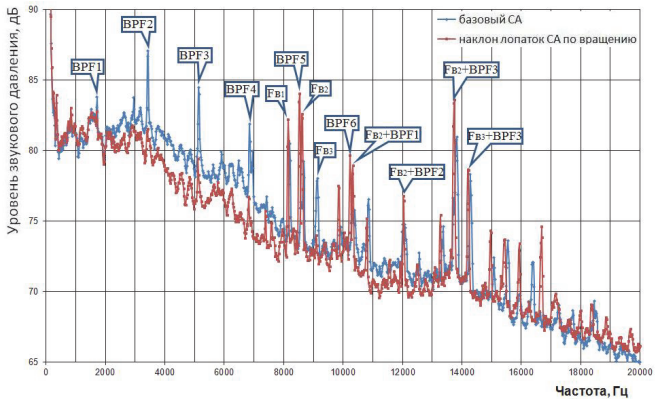


Рисунок 9. Узкополосные спектры шума модели вентилятора С180-2 на режиме посадки в направлении 110°:
(F_{B1}, F_{B2}, F_{B3} – частоты следования лопаток первого, второго и третьего рабочих колес подпорных ступеней компрессора низкого давления)

На рис. 10 приведены графики зависимости уровней суммарного шума осевого вентилятора от режима его работы для трех испытуемых конфигураций СА. Доминирующий вклад в суммарный уровень шума вентилятора вносит тональный шум взаимодействия двух венцов РК-СА, поэтому до сверхзвуковых режимов четко прослеживается зависимость суммарного уровня шума вентилятора от пятой степени окружной скорости лопаток РК на периферии. Но здесь нам важно было показать, что на всех режимах на изменение конструкции СА одинаково реагирует такой консервативный показатель как суммарный уровень шума.

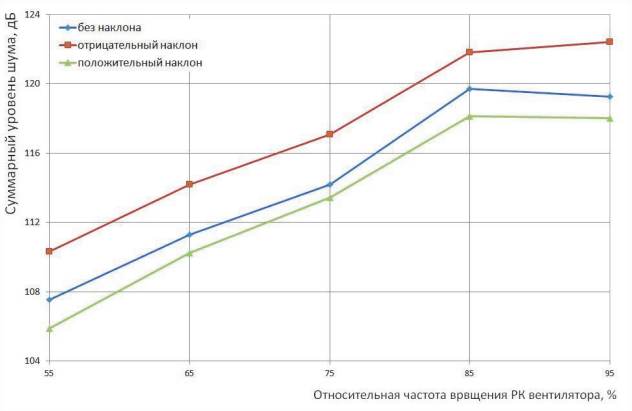


Рисунок 10. Суммарный уровень шума модели вентилятора при изменении частоты вращения вала

Для выполнения расчетной оценки влияния наклона лопаток СА вентилятора на уровни воспринимаемого шума гипотетического самолета экспериментальные матрицы шума, измеренного в дальнем поле, были скорректированы для полноразмерного двигателя. Коэффициент моделирования был равен 2.71. Использовалась частотная коррекция уровней шума и поправка, учитывающая линейную зависимость уровней шума в дальнем поле от расхода воздуха. Результаты расчетов приведены в таблице 3.

Таблица 3. Относительная оценка уровней шума самолета, EPNdB.

Конфигурация СА	Взлет	Набор высоты	Посадка	Сумма
СА с наклоном лопаток по вращению ротора	-0.3	-0.2	-1.6	-2.1
СА с наклоном лопаток против вращения ротора	+1.0	-0.9	+0.9	+1.0

Интегральная оценка, выраженная в уровне воспринимаемого шума, показала, что наклон лопаток СА на 30° сторону вращения ротора приводит к снижению шума на 2.1 EPNdB, а наклон лопаток СА на 30° против вращения ротора – к росту шума на 1.0 EPNdB.

5 Заключение

С целью разработки технологии снижения шума вентиляторов ТРДД, использующей наклон лопаток спрямляющего аппарата, проведен цикл экспериментов на вентиляторном стенде с заглушенной камерой. Получено, что наиболее существенный выигрыш от применения этой технологии проявляется в конфигурации СА с наклоном лопаток в сторону вращения ротора на режиме посадки в задней полусфере в частотном диапазоне 2-12.5 кГц. Так, примерно на 5 дБ снижаются тоны на гармониках частоты следования лопаток вентилятора, и примерно на 2 дБ снижается широкополосная составляющая. Расчетная оценка шума самолета подтвердила этот вывод, именно за счет выигрыша на посадке, кумулятивный шум перспективного самолета с конфигурацией СА с наклоном лопаток в сторону вращения ротора становится ниже на 2.1 EPNdB относительно базовой конфигурации СА без наклона лопаток.

Список использованных источников

[1] Khaletskiy, U.D., (2012) Akusticheskaya effektivnost’ kombinirovannykh glushitelejj shuma aviacionnykh glushitelejj shuma [Acoustic effectiveness of combined sound absorbing liners for aircraft engines]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol 58, no. 4, pp. 556-562 (in Russian)

[2] Osipov, A.A., Reent, K.S., (2012) Matematicheskoe modelirovanie rasprostranenija zvuka v protochnom kanale s impedansnymi stenkami [Mathematical modelling of sound propagation in flow duct with impedance walls]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol 58, no. 4, pp. 509-524 (in Russian)

[3] Belov, V.D., Migun, Ju.G., Orlov A.I., (2012) Gibridnyi aktivno-passivnyi zvukopoglotitel’ [Hybrid active-passive sound absorber]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol 58, no. 4, pp. 419-424 (in Russian)

[4] Envia, E., (2002) Fan noise reduction: an overview. *International Journal of Aeroacoustics.* vol. 1, no 1., pp. 43-64.

[5] Rao, G.V.R., (1972) Use of Leaning Vanes for Fan Noise Reduction. 10th Aerospace Sciences Meeting. San Diego, USA. AIAA paper. no. 72-126, pp. 1-16.

[6] Envia, E., Nallasamy, M., (1999) Design selection and analysis of a swept and leaned stator concept. *Journal of Sound and Vibration.* vol. 228, no 4, pp. 793-836.

[7] Woodward, R.P., Elliott, D.M., Hughes, C.E., Berton, J.J., (2001) Benefits of swept-and-leaned stators for fan noise reduction. *Journal of Aircraft*. vol. 38, no. 6. pp. 1130-1138.

[8] Woodward, R.P., Gazzaniga, J.A., Bartos, L.J., Hughes, C.E., (2002) Acoustic benefits of stator sweep and lean for a high tip speed fan. 40th Aerospace Sciences

Meeting and Exhibit. USA. AIAA paper no 2002-1034, pp. 1-11.

[9] Hanson, D.B., (2001) Theory for broadband noise of rotor and stator cascades with inhomogeneous inflow turbulence including effects of lean and sweep. NASA. CR-2001-210762.

[10] Liu Hai-jian, Ouyang Hua, Wu Ya-dong, Tian Jie1, Du Zhao-hu, (2013) Investigation on Aeroacoustics and Aerodynamics of the Stator Lean Effect for Rotor-Stator Interaction. Proceedings of the ASME Turbo Expo Conference. San Antonio, USA. GT2013-94554.

[11] Mileshin, V., Khaletskiy, Y., Shipov, R., (2006) New acoustic facility for testing universal propulsion simulators. Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration. Wien. no 142.

[12] Khaletskiy, Y.D., Mileshin, V.I., (2013) Experimental Study of 700-mm Fan Model Noise at CIAM Anechoic Chamber. Proceedings of the ASME Turbo Expo Conference. San Antonio, USA. GT2013-94454.

AIRCRAFT FAN NOISE REDUCTION TECHNOLOGY USING LEANED STATOR BLADES

Ya.S. Pochkin,
Yury D. Khaletskiy

Central Institute of Aviation Motors,
2, Aviamotornaya st., Moscow ,
111116, Russia
yurikhalet@ciam.ru

The experimental investigation of leaned bypass stator vanes impact on the fan model acoustic and aerodynamic performance was carried out for the purpose of noise reduction technology developing for advanced turbofan engine. It was studying three versions of bypass duct guide vanes of fan model with pressure ratio 1.54, tip speed 390 m/s and inlet diameter 700 mm. The fan model reference version has the blades swept back in meridional direction (the sweep angle is equal to 18.3 degrees). The blade aspect ratio is 2.13, number of blades is equal 41. The blade has approximately the same profiles along the blade height with the maximal thickness 5.3%. The second version of bypass stator was obtained by blade tip and hub profile displacement in circumferential direction clockwise and counterclockwise accordingly in such a manner that the tilt angle between the blade centerline and the radial direction kept constant and equal to +30 degrees. At last, the third version of bypass stator was obtained by blade tip and hub profile displacement in circumferential direction counterclockwise and clockwise accordingly in such a manner that the tilt angle between the blade centerline and the radial direction kept constant and equal to -30 degrees.

Spectra and directivity diagrams of three versions of fan model measured in the anechoic chamber of C-3A test facility were analyzed. It was obtained, that the stator version leaned in the direction of rotation showed noise reduction relative to the reference stator version; on the contrary the stator version leaned counter to the direction of rotation showed increased noise levels. More noticeable these trends appear at approach mode in rear hemisphere.

***Keywords**: fan, rotor wheel, outlet guide vane, bypass turbofan engine, noise*

References

[1] Khaletskiy, U.D., (2012) Akusticheskaya effektivnost' kombinirovannykh glushitelejj shuma aviacionnykh glushitelejj shuma [Acoustic effectiveness of combined sound absorbing liners for aircraft engines]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol. 58, no. 4, pp. 556-562 (in Russian)

[2] Osipov, A.A., Reent, K.S., (2012) Matematicheskoe modelirovanie rasprostranenija zvuka v protochnom kanale s impedansnymi stenkami [Mathematical modelling of sound propagation in flow duct with impedance walls]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol. 58, no. 4, pp. 509-524 (in Russian)

[3] Belov, V.D., Migun, Ju.G., Orlov A.I., (2012) Gibridnyi aktivno-passivnyi zvukopoglotitel' [Hybrid active-passive sound absorber]. Akusticheskijj jurnal [Acoustic journal]. vol. 58, no. 4, pp. 419-424 (in Russian)

[4] Envia, E., (2002) Fan noise reduction: an overview. *International Journal of Aeroacoustics.* vol. 1, no 1., pp. 43-64.

[5] Rao, G.V.R., (1972) Use of Leaning Vanes for Fan Noise Reduction. 10th Aerospace Sciences Meeting. San Diego, USA. AIAA paper. no. 72-126, pp. 1-16.

[6] Envia, E., Nallasamy, M., (1999) Design selection and analysis of a swept and leaned stator concept. *Journal of Sound and Vibration.* vol. 228, no 4, pp. 793-836.

[7] Woodward, R.P., Elliott, D.M., Hughes, C.E., Berton, J.J., (2001) Benefits of swept-and-leaned stators for fan noise reduction. *Journal of Aircraft*. vol. 38, no. 6. pp. 1130-1138.

[8] Woodward, R.P., Gazzaniga, J.A., Bartos, L.J., Hughes, C.E., (2002) Acoustic benefits of stator sweep and lean for a high tip speed fan. 40th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. USA. AIAA paper no 2002-1034, pp. 1-11.

[9] Hanson, D.B., (2001) Theory for broadband noise of rotor and stator cascades with inhomogeneous inflow turbulence including effects of lean and sweep. NASA. CR-2001-210762.

[10] Liu Hai-jian, Ouyang Hua, Wu Ya-dong, Tian Jie1, Du Zhao-hu, (2013) Investigation on Aeroacoustics and Aerodynamics of the Stator Lean Effect for Rotor-Stator Interaction. Proceedings of the ASME Turbo Expo Conference. San Antonio, USA. GT2013-94554.

[11] Mileshin, V., Khaletskiy, Y., Shipov, R., (2006) New acoustic facility for testing universal propulsion simulators. Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration. Wien. no. 142.

[12] Khaletskiy, Y.D., Mileshin, V.I., (2013) Experimental Study of 700-mm Fan Model Noise at CIAM Anechoic Chamber. Proceedings of the ASME Turbo Expo Conference. San Antonio, USA. GT2013-94454.

УДК 629.7

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ ПРОВОЛЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Г.В. Лазуткин,
Е.А Ермаков,
П.В. Бондарчук,
К.В. Бояров,
А.В. Урлапкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
lazutkin.gennadij@mail.ru,
fdla@ssau.ru,
bond_ssau@mail.ru,
konst90@gmail.com
urlapkin@gmail.com

В работе решается задача проектирования цельнометаллических виброизоляторов как сложных систем конструкционного демпфирования (СКД), создаваемых на основе проволочных материалов. На базе всестороннего анализа существующих СКД, в том числе конструкций цельнометаллических виброизоляторов, а также изучения закономерностей поведения их процессов деформирования, разработана методология построения полуэмпирических математических моделей деформирования многокомпонентных виброизоляторов, основанная на методах расчета процессов произвольного нагружения для входящих в конструкцию цельнометаллических упругодемпфирующих компонент, объединенных рациональной схемой их последовательных и параллельных связей из условия обеспечения необходимых механических характеристик проектируемой конструкции. Это позволяет создавать принципы конструирования и методы проектировочных расчетов динамических, упругогистерезисных и прочностных характеристик многокомпонентных виброизоляторов с конструкционным демпфированием.

С помощью линеаризации математической модели созданы инженерные методы расчетов обобщенных динамических и потребных упругогистерезисных характеристик (УГХ) цельнометаллических виброизоляторов при различных видах динамического возбуждения виброзащитных систем. Показано, что наилучший результат при оценке их резонансных режимов колебаний, взятых за основу определения потребных УГХ виброизоляторов, достигается при гармонической и квазигармонической линеаризации УГХ. В целом это позволило разработать методологию проектирования типоразмеров различных классов виброизоляторов по их обобщенным математическим моделям и динамическим характеристикам.

Ключевые слова: *проволочные материалы, виброизоляторы, системы конструкционного демпфирования, механические характеристики, методы расчета, проектирование*

CHANGE OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF AIRCRAFT ENGINE IN PROCESS OF WEAR OF WORKING SURFACES OF BEARINGS

Gennadiy V. Lazutrin,
Aleksandr I. Ermakov,
Petr V. Bondarchuk,
Konstantin V. Boyarov,
Aleksandr V. Urlapkin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
lazutkin.gennadij@mail.ru,
fdla@ssau.ru,
bond_ssau@mail.ru,
konst90@gmail.com
urlapkin@gmail.com

This paper solved the problem of the design of full-metal vibration isolators as complex structural damping systems (SDS), created from wire materials. On the base a comprehensive analysis of existing SDS, full-metal construction and studying the regularities conduct of vibration isolators their deformation processes developed methodology for the semi-empirical mathematical models of deformation of multicomponent isolators based on calculation methods for arbitrary loading processes for including in the construction full-metal elastic damping component combined rational scheme of their serial and parallel connections from the conditions required to ensure the mechanical characteristics of the projected structure. This allows to create design principles and methods of design calculations, elastic hysteresis and strength characteristics of multicomponent vibration isolators with structural damping.

Using linearization mathematical model created engineering calculation methods and needs of generalized dynamical elastic hysteresis characteristics (EHC) full-metal vibration isolators for different types of dynamic excitation of vibration isolation systems. It is shown that the best results when assessing their resonant oscillation modes, taken as a basis for determination of required EHC vibration isolators achieved with harmonic and quasi-harmonic linearization EHC. All in all it is allowed the development design methodology vibration isolators standard sizes of different classes by their generalized mathematical model and dynamic characteristics.

Key words: *Wire materials, vibration isolators, structural damping system, mechanical characteristics, calculation methods, design*

УДК 621.01

М.И. Курушин
В. Б. Балякин
С.А. Курушин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
kurumichail@yandex.ru
029-029@mail.ru

МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ В УПРУГИХ СИСТЕМАХ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

В данном исследовании приводится аналитическое решение задачи по динамическому возбуждению упругой системы от параметрического изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления. Показано, что основным источником возбуждения в дифференциальном редукторе является центральная внутренняя шестерня, а интенсивность возбуждения зависит от точности изготовления профиля зубьев. С увеличением фланка на головках зубьев солнечного колеса больше определенной величины уровень вибрации возрастает. Введение разношаговости оптимальной величины в зубчатом колесе снижает вибрацию до минимума.

Ключевые слова: *Зубчатые колёса; двухпарное зацепление; вибрация; фланкирование*

1 Введение

При доводке авиационных изделий с дифференциальным редуктором имели место случаи усталостного разрушения отдельных элементов ротора компрессора: обрыв верхней части пера рабочих лопаток третьей ступени; трещины по внутреннему полотну дисков компрессора ряда ступеней; разрушение обода дисков. Экспериментально было установлено, что причиной усталостного разрушения лопаток и внутреннего полотна дисков компрессора явились резонансные колебания в зоне рабочих оборотов с достаточно высоким уровнем переменных напряжений, а источником, вызывающим интенсивные колебания, является динамика центральной внутренней шестерни редуктора при зацеплении с тремя сателлитами. В результате экспериментальных исследований были предложены меры для снижения интенсивности возбуждения за счёт оптимизации фланкирования зубьев [1]. Анализу механизма возбуждения и устранению усталостных разрушений зубчатых колёс был посвящен целый ряд работ в нашей стране и за рубежом [2,3,4].

2 Постановка задачи и допущения

Проведём аналитическое исследование с целью выяснения причины возбуждения вибрации зубчатыми колесами и влияния точности изготовления профилей зубьев (фланкирования и разношаговости) на уровень вибрации.

Основным возбудителем колебаний зубчатых колес является пересопряжение зубьев в процессе зацепления, т.е. периодическое вхождение в зону зацепление и выход из неё то - одной, то двух пар зубьев[5]. Вследствие этого периодически скачкообразно изменяется жесткость самого зацепления и всей упругой системы двигателя вместе с зубчатыми колесами, которые входят в эту упругую систему, что и приводит к ее возбуждению [6].

Для оценки характеристик возбуждения при пересопряжении зубьев предложена схема упругой модели одной пары зубев (рисунок 1). В модели используется ряд допущений. В любом положении зацепление представляется абстрактной упруго-

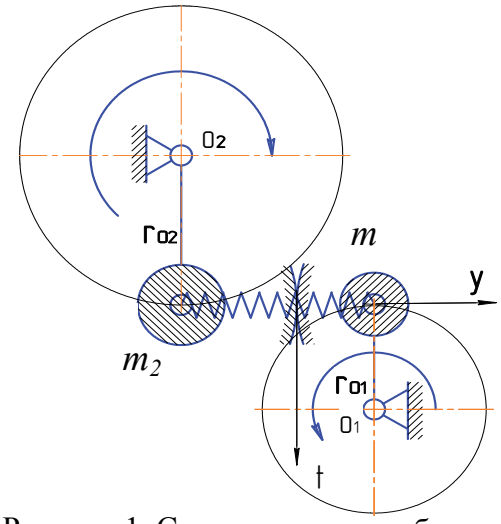


Рисунок 1. Схема упругого зубчатого зацепления без учёта податливости опор

стью (пружиной), жесткость C которой периодически изменяется в процессе вращения колес. Кроме того, массовые моменты инерции J зубчатых колес приведены к сосредоточенным массам $m_1 = J_1/r_{o1}$ и $m_2 = J_2/r_{o2}$ на радиусах r_0 их основных окружностей. При заданном постоянном режиме работы зубчатые колеса вращаются равномерно, а вибрация возникает только за счет периодического изменения жесткости в зацеплениях, тогда крутильные колебания зубчатых колес относительно их равномерного вращения можно представить в виде амплитуд колебаний приведенных масс по линии зацепления y_1 и y_2.

Уравнения движения зубьев шестерни и колеса соответственно будут

$$m_1\ddot{y}_1 = Cy_2 - Cy_1;\ m_2\ddot{y}_2 = -Cy_2 + Cy_1.$$

Так как нас интересует относительное движение зубчатых колес, то можно свести эти два дифференциальных уравнения к одному, введя относительную координату $y = y_1 - y_2$. Для описания параметрических колебаний получим однородное дифференциальное уравнение

$$\ddot{y} + (C/m)y = 0.$$

Делаем допущение, что сами зубья не инерционные, а их массы включены в состав зубчатых колес. Нормальное усилие F, действующее на массу ведущего зубчатого колеса вдоль линии зацепления, в процессе движения принимаем постоянным и достаточным, чтобы зубья контактировали только с рабочей стороны. Принимаем, что зазоры в зацеплениях зубьев отсутствуют. И, наконец, для упрощения решения задачи, пренебрегаем демпфированием в упругой системе.

Если упругая система находится в области однопарного зацепления, тогда пружина сжата на величину $y_1 = F/C_1$, где C_1 - жесткость контактирующих зубьев в области однопарного зацепления. В области двухпарного зацепления в статике зубья должны деформироваться на величину $y_2 = F/C_2$, где C_2 - жесткость контактирующих зубьев в области двухпарного зацепления. Принимаем ступенчатый характер изменения жесткостей зубьев при переходе от однопарного зацепления к двухпарному. Разность смещений $\Delta_y = F/C_1 - F/C_2$ является начальным условием свободных колебаний в области двухпарного зацепления с собственной круговой частотой $p_2 = \sqrt{m_1/C_2}$. Назовем это смещение параметрическим смещением. Аналогично, при скачкообразном изменении жесткости с двухпарной на однопарную, также происходит скачек смещений на такую же величину только в сторону увеличения смещения массы зубчатого колеса в направлении действия усилия F. Таким образом, при вынужденном скачкообразном изменении жесткости зубьев упругая система колеблется с собственными частотами, соответственно в областях жесткостей однопарного и двухпарного зацеплений. Амплитуда вынужденных свободных колебаний пропорциональна нагрузке и разности жесткостей однопарного и двухпарного зацеплений зубьев.

3 Аналитическое решение задачи

Найдём аналитическое решение для случая установившихся периодических колебаний зубчатых колес при скачкообразном изменении жесткости зацепления. Движение в области однопарного зацепления, если не учитывать демпфирование, происходит по гармоническому закону

$$y = y_0\cos(p_1 t) + \bar{v}_0\sin(p_1 t), \quad (1)$$

здесь $\bar{v}_0 = v_0 / p_1$, где v_0 - скорость;

$p_1 = \sqrt{m_1/C_1}$ - частота собственных колебаний однопарного зацепления.

В конце однопарного зацепления при $t = t_1$ получаем следующие выражения:

$y_1 = y_0\cos(p_1 t_1) + \bar{v}_0\sin(p_1 t_1)$;

$v_1 = y_1' = -p_1 y_0\sin(p_1 t_1) + v_0\cos(p_1 t_1)$,

где t_1 - момент выхода из однопарного зацепления, y_1 - смещение зуба, а v_1 - скорость в момент времени t_1.

Переход в зону двухпарного зацепления имеет скачкообразное изменение жесткости, и поэтому уравнения свободных колебаний с частотой собственных колебаний двухпарного зацепления p_2, с возбужде-

нием от изменения жесткости имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} &y = y_1 \cos[p_2(t-t_1)] + \\ &\bar{v}_1 \sin[p_2(t-t_1)] - \Delta_y\left[1-\cos\{p_2(t-t_1)\}\right]; \\ &y' = -y_1 p_2 \sin[p_2(t-t_1)] + \\ &v_1 \cos[p_2(t-t_1)] - \Delta_y p_2 \sin[p_2(t-t_1)], \end{aligned} \quad (2)$$

где $\bar{v}_1 = v_1 / p_1$.

При установившихся периодических колебаниях необходимо, чтобы через период зацепления одной пары зубьев $t = T_3$, скорость и смещение были такими же, как и в начале зацепления $y = y_0$, $y' = v_0$. Для определения начальных параметров периодического движения при равенстве смещений и скоростей из системы уравнений (2) найдем начальное смещение и скорость в зоне однопарного зацепления в следующем виде:

$$y_0 = -\Delta_y \frac{b\sin(p_2 t_2) + ed}{ad + cb} \quad (3)$$

$$v_0 = -\Delta_y p_1 \frac{[d\sin(p_2 t_2) - c\sin(p_2 t_2)]b + e}{ad + bc},$$

где $t_1 = (2-\varepsilon)T_3$ - время однопарного зацепления; $t_2 = (\varepsilon - 1)T_3$ - время двухпарного зацепления; ε - коэффициент перекрытия в зацеплении; T_3 - время зацепления одной пары зубьев;

$a = 1 - \cos(p_1 t_1)\cos(p_2 t_2) + \bar{p}\sin(p_1 t_1)\sin(p_2 t_2)$;

$b = \sin(p_1 t_1)\cos(p_2 t_2) + \bar{p}\cos(p_1 t_1)\sin(p_2 t_2)$;

$c = \cos(p_1 t_1)\sin(p_2 t_2) + \bar{p}\sin(p_1 t_1)\cos(p_2 t_2)$;

$d = \bar{p}^{-1} + \sin(p_1 t_1)\sin(p_2 t_2) - \bar{p}\cos(p_1 t_1)\cos(p_2 t_2)$;

$e = 1 - \cos(p_2 t_2)$.

Зная начальные параметры y_0 и v_0, по уравнениям (1) и (2) легко определить движение упругой системы и, следовательно, определить амплитуду вибрации и динамические усилия в зацеплении при заданном режиме работы изделия.

Периоды собственных колебаний упругой системы составляют соответственно $T_1 = 2\pi / p_1$ в зоне однопарного зацепления и $T_2 = 2\pi / p_2$ в зоне двухпарного зацепления. Отношение собственных частот вибрации в зонах двухпарного и однопарного зацеплений будет $\bar{p} = p_2 / p_1 = T_1 / T_2 = \sqrt{C_2 / C_1}$. Тогда аргументы тригонометрических функций примут значения $p_1 t_1 = 2\pi(2-\varepsilon)T_3 / t_1$ и $p_2 t_2 = 2\pi(\varepsilon - 1)T_3 / t_2 = 2\pi(\varepsilon - 1)\bar{p}\, T_3 / T_1$.

Задавшись безразмерным отношением полного периода зацепления T_3 к периоду собственных колебаний в области однопарного зацепления $T_3 / T_1 = k$, которое изменяет свое значение от 0 до 1, получим значения параметров в радианах $p_2(t - t_1) = 2\pi k\bar{p}\left[(t/T_3) - (2-\varepsilon)\right]$, $p_1 t = 2\pi k\, t / T_3$.

Если принять удельные жесткости на единицу контактной длины пары зубьев в полюсе зацепления стальных зубчатых колес $c_0 = 1{,}8 \cdot 10^{11}$ Н/м^2, а в начале зацепления $c_к = 1{,}25 \cdot 10^{11}$ Н/м^2, то принимая ступенчатый характер изменения жесткости пары зубьев, будем иметь удельную жесткость однопарного зацепления $c_1 = c_0 = 1{,}8 \cdot 10^{11}$ Н/м^2, а удельную жесткость двухпарного зацепления $c_2 = c_0 + c_к = 3{,}05 \cdot 10^{11}$ Н/м^2.

В этом случае отношение собственных частот системы в зонах двухпарного и однопарного зацеплений составит $\bar{p} = p_2 / p_1 = 1{,}3$.

Из анализа уравнений (1)…(3), описывающих регулярные установившиеся колебания упругой системы при параметрическом возбуждении, можно утверждать:

во-первых, при параметрическом возбуждении упругая система колеблется в зоне однопарного зацепления с собственной частотой p_1, а в зоне двухпарного зацепления с более высокой собственной частотой p_2;

во-вторых, параметрическое возбуждение пропорционально передаваемой зубчатой парой нагрузке F и, следовательно, на разных режимах работы изделия интенсивность вибрации будет различной;

в-третьих, параметрическое возбуждение можно устранить за счет разношаговости - увеличения основного шага Δt одного зубчатого колеса в зоне двухпарного зацепления на величину упругого параметрического смещения при пересопряжении зубьев $\Delta t = \Delta_y$. Если величина разношаговости Δt не будет равна упругому

смещению при пересопряжении зубьев Δ_y, то в уравнение (2) вместо величины Δ_y необходимо подставлять $(\Delta_y - \Delta t)$. Хотя параметрическое возбуждение и уменьшается при введении разношаговости, все же разница жесткостей в зонах однопарного и двухпарного зацеплений сохраняется, что на практике может приводить к вибрации упругой системы, вызываемой, другими причинами (ошибками шагов, биением и т. д.).

Разношаговость в зоне двухпарного зацепления одного колеса можно заменить фланкированием в зонах двухпарного зацепления зубьев обоих контактирующих колес, как это показано на рисунке 2. Если не учитывать инерционность масс зубьев, то влияние обоих видов коррекции профилей зубьев (фланкирование и разношаговость) на динамику упругой системы можно считать одинаковым. Мы считаем, что введение разношаговости в зоне двухпарного зацепления одного колеса более эффективно, чем фланкирование зубьев обоих колес. Особенно это эффективно для дифференциальных редукторов, где выгоднее делать разношаговость в зонах двухпарного зацепления только у зубьев солнечного колеса, чем делать фланкирование на зубьях всех сателлитов и центральной шестерни.

Примем для расчета параметрической динамики редуктора в режиме установившегося движения в зацеплении солнечного колеса с тремя сателлитами следующие значения параметров: b = 85,8мм - суммарная рабочая длина зубьев; ε =1,3 - коэффициент перекрытия.

Суммарные жесткости зубьев солнечного колеса с сателлитами при ступенчатом характере их изменении в зоне однопарного зацепления $C_1 = c_1 b a_c = 46{,}3 \cdot 10^9$ Н/м, а в зоне двух парного зацепления $C_2 = c_2 b a_c = 78{,}51 \cdot 10^9$ Н/м.

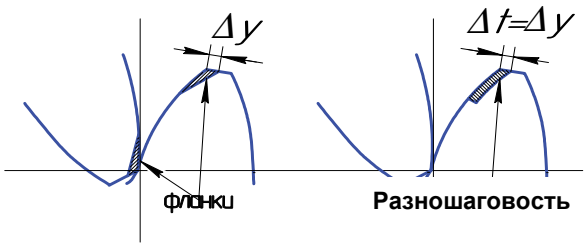


Рисунок 2. Схема замены фланкирования на разношаговость

Величина параметрического смещения солнечного колеса в зацеплении с тремя сателлитами при нормальном усилии в одном зацеплении $F = 60$ *кН* будет $\Delta y = F a_c (C_2 - C_1)/(C_2 C_1) = 15{,}9$ мкм. Следовательно, при данной нагрузке и разношаговости в зоне двухпарного зацепления зубьев солнечного колеса с сателлитами $\Delta y_t = \Delta y = 15{,}9$ мкм параметрического возбуждения в редукторе не будет происходить.

Методом конечных элементов с помощью пакета ANSYS нами были определены удельные жесткости в зацеплениях пары стандартных стальных зубчатых колес.

Без учета податливости тел колес были получены следующие результаты:
c_0 =2,13·10^{11} Н/м^2 – в полюсе зацепления и $c_к$ =1,41· 10^{11} Н/м^2 – в начале линии зацепления зубьев. Принимая скачкообразный характер изменения жесткости пары зубьев, получим удельную жесткость однопарного зацепления $c_1 = c_0$ =2,13·10^{11} Н/м^2, а для двухпарного зацепления c_2=c_0+$c_к$ =3,55·10^{11} Н/м^2. Тогда суммарные удельные жесткости зубьев редуктора в зоне однопарного зацепления $C_1 = c_1 b a_c$ =5,49·10^{11} Н/м^2, а в зоне двух парного зацепления $C_2 = c_2 b a_c$ =1,43·10^{12} Н/м^2. Величина параметрического возбуждения всего солнечного колеса в зацеплении с тремя сателлитами при нормальном усилии в одном зацеплении $F = 60$ кН будет Δ_y = 17,3 мкм. Следовательно, при разношаговости в зоне двухпарного зацепления зубьев солнечного колеса с сателлитами $\Delta_t = \Delta_y = 17{,}3$ мкм параметрического возбуждения в редукторе происходить не будет. Результаты расчетов для зубьев без фланкирования и с фланкированием представлены соответственно на рисунках 3 и 4.

Из анализа графиков на рисунках 3 и 4 видно, что при параметрическом возбуждении за счет изменения жесткостей зубьев при установившихся режимах вибрация упругой системы происходит с собствен-

ными частотами в каждой зоне зацепления. Резонансные частоты кратны собственным частотам упругой системы. Самые высокие резонансные обороты соответствуют собственной частоте упругой системы при частоте возбуждения больше чем собственные в два раза (что характерно для параметрической неустойчивости). При создании разношаговости в области двухпарного зацепления одного из сопряженных колес, что равносильно фланкированию на такую же величину обоих сопряженных колес в зоне однопарного зацепления, равной упругому смещению при пересопряжении зубьев $\Delta y_t = \Delta_y$, вибрации упругой системе практически полностью исчезают. С увеличением значения разношаговости (фланков) вибрации упругой системы снова начинают увеличиваться почти пропорционально смещению Δ_y при пересопряжении зубьев. Степень перекрытия в зацеплениях зубьев ε также влияет на уровень вибрации упругой системы. Так с увеличением перекрытия с 1,3 до 1,5, происходит уменьшение интенсивности вибрации упругой системы. Для этого можно воспользоваться нахождением решения с использованием предельного перехода. При малой степени перекрытия время двухпарного зацепления мало по сравнению с периодом зацепления и двухпарное зацепление можно рассматривать как импульсное возбуждение. Сама же упругая система в этом случае будет колебаться с частотой однопарного зацепления. Для движения в зоне однопарного зацепления можно записать

$$y = A\sin(p_1 t + \varphi_1),$$
$$y' = Ap_1\cos(p_1 t + \varphi_1).$$

В конце периода зацепления T_3 перед приложением импульса

$$y_1 = A\sin(p_1 T_3 + \varphi_1),$$
$$v_1 = Ap_1\sin(p_1 T_3 + \varphi_1).$$

После приложения импульса смещение сохраняет свое значение, а скорость мгновенно получает приращение Δv. Приращение скорости можно определить следующим образом. В момент скачкообразного изменения жесткости зацепления при нулевых начальных условиях движение системы будет

$$y = -\Delta_y[1-\cos(p_2 t)];$$
$$y' = -\Delta_y p_2\sin(p_2 t).$$

В конце действия импульса t_2 произведение $p_2 t_2$ стремится к нулю, $y = 0$, а приращение скорости

$$\Delta v = -\Delta_y p_2^2 t_2 = -\Delta_y p_2^2(\varepsilon - 1)T_3.$$

Тогда после приложения импульса

$$y_2 = A\sin(p_1 T_3 + \varphi_1),$$
$$v_2 = Ap_1\cos(p_1 T_3 + \varphi_1) = \Delta_y p_2^2(\varepsilon - 1)T_3.$$

В силу периодического характера движения зубчатых колес при установившемся режиме $y_2 = y_0$ и $v_2 = v_0$.

Тогда получим следующую систему уравнений:

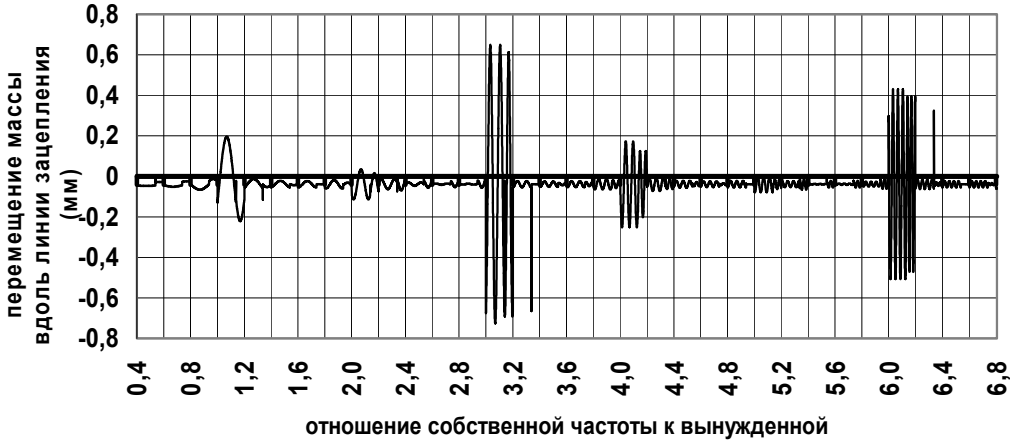
$$\begin{aligned} &A[\sin(p_1 T_3 + \varphi_1) - \sin(\varphi_1)] = 0; \\ &A[\cos(p_1 T_3 + \varphi_1) - \cos(\varphi_1)] = \\ &= \Delta_y p_2 \overline{p}(\varepsilon - 1)T_3. \end{aligned} \qquad (4)$$

Если амплитуда A не равна нулю, то из первого уравнения следует

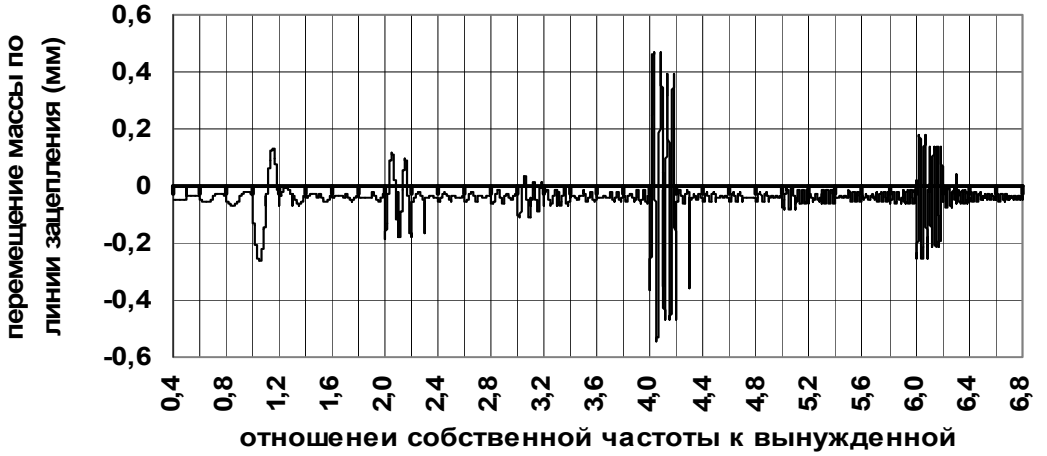
$$[\sin(p_1 T_3 + \varphi_1) - \sin(\varphi_1)] = 0.$$



а

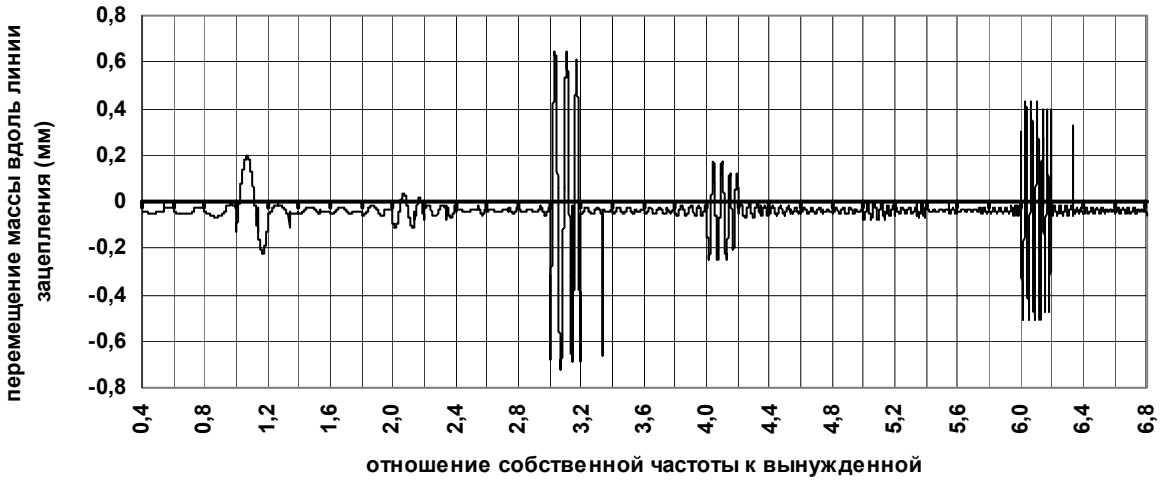


б

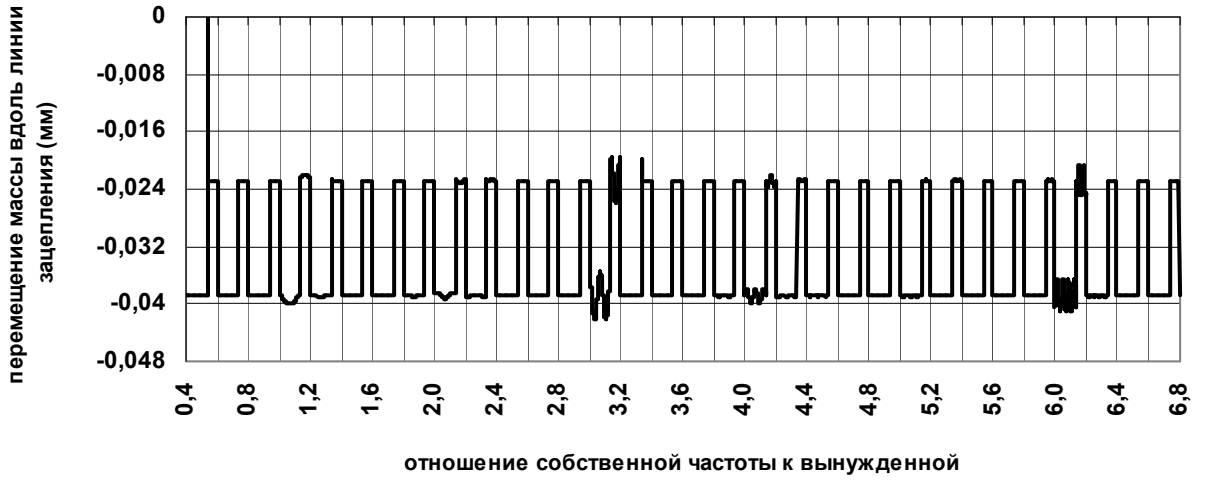


в

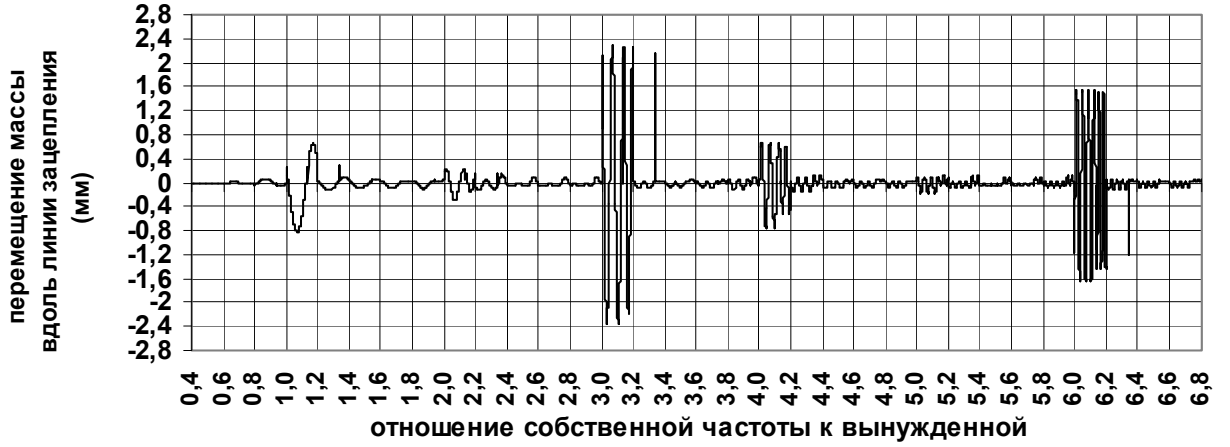
Рисунок 3. Результаты аналитического решения динамики зубчатых колес без фланкирования с коэффициентом перекрытия ε: а - 1,3; б - 1,3; в – 1,5



а



б



в

Рисунок 4. Результаты аналитического решения динамики пары колес с коэффициентом перекрытия ε =1,3 и фланкированием Δ_y: а – 1 мкм; б - 16 мкм; в – 70 мкм

После преобразований находим

$$\sin(\varphi_1) = \cos(\gamma_1);\ \cos(\varphi_1) = \sin(\gamma_1),$$

где $\gamma_1 = p_1 T_3 / 2$

Выражение во втором уравнении системы (4) принимает следующий вид:

$$\left[\cos(p_1 T_3 + \varphi_1) - \cos(\varphi_1)\right] = -2\sin(\gamma_1).$$

Из второго уравнения системы (4) для амплитуды вибрации находим

$$A = -\Delta_y \overline{p}^2 (\varepsilon - 1)\gamma_1 / \sin(\gamma_1).$$

Смещение и скорость в начале периода зацепления зубьев колес будут

$$y_0 = A\sin(\varphi_1) = -\Delta_y \overline{p}^2 (\varepsilon - 1)\gamma_1 / ctg\ (\gamma_1);$$

$$v_0 = -\Delta_y \overline{p}^2 (\varepsilon - 1)\gamma_1.$$

Тогда уравнение движения окончательно примет вид

$$y = -\frac{\Delta_y \overline{p}^2 (\varepsilon - 1)\gamma_1}{\sin(\gamma_1)\cos[p_1 (t - 0{,}5T_3)]} \qquad (5)$$

Как видно из выражения для амплитуды вибрации (5), она стремится к бесконечности при $\gamma_1 = \pi k$, где $k = 1,2,3....-$ целые числа. То есть, резонансы возникают, когда частота зацепления кратна числу собственных колебаний системы.

Таким образом, в рассматриваемом случае одномассовой упругой системы резонансы возможны, во-первых, только тогда когда частота вращения шестерен меньше собственной круговой частоты крутильных колебаний системы, и, во-вторых, когда она кратна числу зубьев шестерен. При всех иных соотношениях частот зацепления и собственных частот системы амплитуда конечна и определяется выражением (5). Когда рассматриваются установившиеся гармонические колебания, упругой одномассовой системы, характерных параметрических резонансов с двойной вынужденной частотой нет, а при бесконечно большой частоте возбуждения амплитуда вибрации стремится не к нулю, а к конечному пределу

$$A_{пр} = -\Delta_y \overline{p}^2 (\varepsilon - 1) \quad \text{или}$$

$$A_{пр} = -F(\varepsilon - 1)(C_1 - C_2)/C_1^2,$$

который зависит от усилий в зацеплении, от разности жесткостей в зонах двухпарного и однопарного зацеплений и от степени перекрытия. В газотурбинных установках частоты возбуждений могут быть значительно больше собственных частот элементов упругой системы. Поэтому рассмотрим этот случай более подробно с целью определения динамических усилий в зацеплениях зубчатых колес.

При большой скорости вращения для общего решения движения упругих систем можно принять $\cos(pt) = 1$ и $\sin(pt) = pt$, тогда коэффициенты для определения начальных параметров движения примут следующий вид: $a = p_1^2 t_1 t_2$, $b = p_1 T_3$, $c = (p_2^2 t_2 + p_1^2 t_1)/p_2$, $d = p_1 p_2 t_1 t_2$, $e = 0$.

Значения начального смещения и начальной скорости соответственно примут вид:

$$y_0 = -\frac{\Delta_y \overline{p}^2 t_2}{\overline{p}^2 t_2 + t_1};\ v_0 = 0.$$

Для сплошных колес можно принять $(p_1/p_2)^2 = C1/C2 = 0{,}6$, тогда выражение для начального смещения будет

$$y_0 = -\frac{\Delta_y \overline{p}^2}{\overline{p}^2 + 1} = -\frac{\Delta_y (\varepsilon - 1)}{(\varepsilon - 1) + 0{,}6(2 - \varepsilon)}$$

С учетом значения Δ_y, для динамического усилия в полюсе зацепления, которое и принимается в качестве расчетного при определении долговечности зубчатых колес на контактную усталость (по выкрашиванию), получим

$$\Delta F = -\frac{F(C_2 - C_1)(\varepsilon - 1)}{C_2[1 + 0{,}6(2 - \varepsilon)]}.$$

Тогда полное усилие в зоне однопарного зацепления будет

$$F_1 = F - \Delta F = \frac{F[0{,}55(\varepsilon - 1) + 0{,}6(2 - \varepsilon)]}{(\varepsilon - 1) + 0{,}6(2 - \varepsilon)} = k_1 F$$

Видно, во-первых, что усилие F_1 пропорционально передаваемой номинальной нагрузке F, а, во-вторых, существенно зависит от коэффициента перекрытия ε. Зависимость $k_1 = f_1(\varepsilon)$ приведена на рисунке 5,а. Нагрузка в зоне однопарного зацепления при больших оборотах уменьшается и при больших коэффициентах перекрытия стремится к 0,56 от номинального значения нагрузки. Это совершенно противоречит существующим нормам и

методикам, при которых коэффициент динамичности k_1 может быть значительно больше единицы.

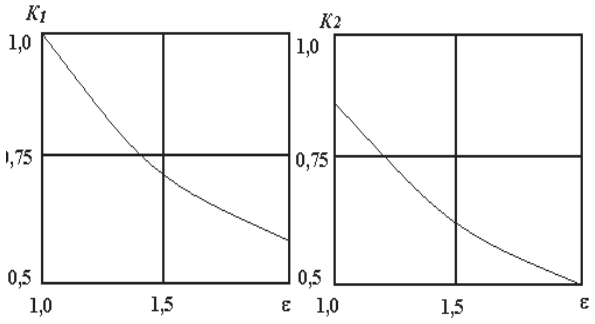
Видно, например, что при коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1{,}3$, как в исследуемом изделии, расчетная нагрузка с учетом параметрической динамики составляет приблизительно 0,75 от номинального значения F. Аналогично находится выражение для динамической добавки и полного усилия в зоне двухпарного зацепления, приходящихся на одну пару зубьев

$$\Delta F_2 = \frac{0{,}3F(C_2 - C_1)(2-\varepsilon)}{C_1[1 + 0{,}6(2-\varepsilon)}.$$

В этом случае полное усилие будет иметь вид

$$F_2 = \frac{F[0{,}5 + 0{,}5(2-\varepsilon)]}{(\varepsilon - 1) + 0{,}6(2-\varepsilon)} = k_2 F.$$

Зависимость $k_2 = f_2(\varepsilon)$ приведена на рисунке 5,б. Из графиков видно, что при коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1$ максимальное значение расчетной нагрузки, например, при расчетах на заедание зубьев в начале или конце зацепления, равняется $F_2 = 0{,}84F$, а при перекрытии $\varepsilon = 2$ - $F_2 = 0{,}5F$. При большой скорости вращения шестерен (за резонансными оборотами) в зоне двухпарного зацепления зубья перегружаются по сравнению со статическим распределением нагрузки, а в зоне однопарного зацепления, наоборот, разгружаются.



а б

Рисунок 5. Коэффициенты динамичности при закритических частотах вращения зубчатых колес:
а - в зоне однопарного зацепления;
б – в зоне двухпарного зацепления

Это, безусловно, необходимо учитывать при расчетах зубьев как на изломную усталость, так и на долговечность по выкрашиванию и заеданию. Таким образом, степень перекрытия ε является одним из важных факторов, определяющим величину суммарного усилия в зацеплении. При закритических оборотах, чем больше степень перекрытия, тем меньше полное усилие, как в зоне однопарного, так и в зоне двухпарного зацепления.

5 Заключение

Аналитическое решение задачи параметрического возбуждения упругих систем с зубчатыми колёсами показывает, что при одиночном параметрическом возбуждении вся упругая система колеблется со всеми собственными частотами и формами. Интенсивность возбуждения пропорциональна разности жесткостей в зонах двухпарного и однопарного зацеплений, а также усилию в зацеплении зубчатых передач. При периодической смене жесткостей в зацеплении зубчатых колес упругая система также вибрирует со всеми собственными частотами и формами пропорциональными разности жесткостей в зонах двух парного и однопарного зацепления и предаваемой нагрузке.

При введении разношаговости на одном из зубчатых колес, равной номинальному значению параметрического смещения зубьев за счет разности жесткостей в зацеплении зубьев, вибрации в упругой системе не происходит. Для того чтобы не было вибрации в упругой системе разношаговость на одном из зубчатых колес можно заменить фланкированием в области двухпарного зацепления такой же величины.

6 Благодарности

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Список использованных источников

1. Курушин, М.И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М.И. Курушин, В.Б. Балякин, А.М. Курушин// Известия СНЦ РАН.- 2014.-Т.16,№4,- С.132-136.
2. Кожаринов, Е. В. Бифуркационные процессы в зубчатых передачах/ Е. В. Кожаринов, Д.В. Калинин, С.А. Панов// Международный форум двигателестроения: матер. научн.-тех. конгресса по двигателям.- М.,2014.- С.97-99.
3. Вулгаков, Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редуктора / Э.Б. Вулгаков. – М: Изд-во Машиностроение, 1981.- 375с.
4. Cornell, R.W. Dinamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears/ R.W. Cornell,W.W. Westervelt // ASME, Series B, vol.100 .- Feb.1978.- №1.-p.p.70-79.
5. Кудрявцев, Л.А. Влияние переменной жёсткости зацепляющихся зубьев на колебания и шум прямозубых передач / Л.А. Кудрявцев // Станки и инструменты.- 1962.- №10.- С.26-28.
6. Абрамов, Б.М. Исследование устойчивости периодических колебаний / Б.М. Абрамов // Известия вузов. -1963.- № 5.- С.5-12.

METHODS OF VIBRATION CONTROLING IN ELASTIC SYSTEMS WITH GEAR WHEELS

Mikhail I. Kurushin,
Valeriy B. Balyakin,
Stepan A. Kurushin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
kurumichail@yandex.ru
029-029@mail.ru

In this research, an analytical solution of the dynamic excitation of elastic system depending on parametric changes in the hardness of teeth during engagement is presented. It is shown that the main source of excitation in the differential reductor is a central internal gear, and the intensity of the excitation depends on the manufacturing accuracy of the tooth profile. With the increase of the flank size on the teeth heads of the sun gear more than a particular value increases the level of vibration. Optimal value introduction of difference of steps in gear wheel reduces vibration to a minimum.

Keywords: *Gear wheels; double pair meshing; vibration; flanking.*

References

[1] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B., Kurushin, A.M., (2014) Experimental Research of Causes of Excitation of Vibrations of Elements of Turboprop Engines with Differential Gear System, *Izvestiya of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science*. 4, pp.132-136
[2] Kajarinov, E.V., Kalinin, D.V., Papov, S.A., (2014) Bifurcational Processes in Gear Systems, *International Forum of Propulsion Engineering: Proceedings of the scientific and technical conference on Engines*. Moscow, pp.97-99
[3] Vulgakov, E.B., (1981) Aviation Gear Systems and Reducers, Engineering, Moscow
[4] Cornell,R.W., Westervelt, W.W., (1978) Dinamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears. *ASME, Series B, vol*.100 (1), pp. 70-79
[5] Kudryavtsev, L.A., (1962) Influence of the Rigidity of Meshing teeth on the Vibration of and Noise of Spur Gears, *Lathe machines and tools*. 10, pp. 26-28
[6] Abramov, B.M., (1963) Research of the Stability of Periodic Vibrations. *Izvestiya Vuzov*.5, pp. 5-12

УДК 681.3: 539.3/8 (075)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАШИН С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ

И.Г. Куклина

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
ул. Минина, 24, корп. 5,
г. Нижний Новгород, Россия, 603155
istkuklina@rambler.ru

Актуальность работы определяется ее направленностью на решение важной проблемы: обеспечение защиты строительных и дорожных машин от серьезных динамических нагрузок, вызванных вибрацией от работы длинных винтовых роторов, которыми оснащены некоторые из этих машин. В настоящей работе целью поставлены и решаются задачи по предопределение общей структурированной направленности в дорожной отрасли на ближайший период, которая должна быть реализована в достижении требуемого эффекта при минимизации затрат финансовых и трудовых ресурсов, а так же повышение эксплуатационных качеств (плавности хода, комфортности) строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин путем применения новых конструкций вибро и шумопогасающих элементов машин.

Ключевые слова: *специальные машины, математическая модель, исследования, характеристики.*

1 Введение

На всех этапах развития машиностроения основной задачей является уменьшение колебаний ротора, вызванных дисбалансом, а также изоляция чувствительных агрегатов и приборов автомашин от внешних возмущений, так как система ротор - опоры определяет ресурс всего механизма. Кроме того, вибрации, передаваемые через основания механизмов несбалансированными роторами, при известной интенсивности оказывают вредное влияние на человека. В настоящее время в связи с ростом мощностей автомашин и возрастающими требованиями обеспечению эргономичности места оператора и комфортности водителя проблема уменьшения колебаний и защита от них становится все более актуальной.

Проблемам защиты машин и операторов от колебаний посвящены труды: Г.И. Пархиловского, К.В. Фролова, Ф.М. Диментберга, А.В. Синева, М.Д. Перминова, Е.А Чудакова, П.М. Волкова, Р.В. Ротенберга, Н.Я. Яковлева, Б.С. Фалькевича, А.А. Крживицкого, Б.А. Глуха.

В России создан ряд научных школ, разрабатывающих основы теории рабочих процессов, осуществляемых строительными и дорожными машинами, а так же особенности расчета конструкции этих машин. В этой области наиболее существенные результаты достигнуты Н.Г. Домбровским, Д.П. Волковым, Д.И. Федоровым, Ю.А. Ветровым, А.Н. Зелениным, М.И. Гальпериным, В.И. Баловневым и др.

Все эти методики получены еще в 60-70 годах прошлого столетия, за последние полвека отдельные расчеты элементов строительных и дорожных машин подверглись существенным изменениям.

2 Теоретические исследования

Разработка теоретических основ методологии расчета колебательных процессов рабочих органов и движителей дорожных машин, имеющих длинные роторы, содержащие упруго-вязкие (реологические) тела модели Кельвина - Фойгта, и исследование на их основе движений роторов на основаниях, а также опор валов, изготовленных из реологического материала; исследование поведения жесткого ротора с учетом воздействия внешних возмущающих сил является основой данной экспериментально-исследовательской работы.

В рамках данной работы исследованы:

– Методологии оптимизации выбора параметров основных рабочих органов дорожной техники.

– Длинные винтовые роторы – рабочие органы коммунальных машин и движители специальных транспортно-технологических средств.

– Упруго-вязкие средства гашения подвески специальной дорожной техники (коммунальные машины, роторно-винтовые машины).

– Гидравлическая виброопора, применительно к машинам с роторно-винтовым движителем.

– Информационные технологии для расчетов и визуализации специальной дорожной техники.

Использованы законы теории вероятности и математической статистики, спектрального и корреляционного анализа, прикладного анализа случайных данных, аналитической механики, механики сложных пространственных конструкций, механики разрушений, механики контактного взаимодействия пространственных систем с ограниченными телами, теории упругости и вязкопластичности; численные методы решения систем дифференциальных уравнений и нелинейных алгебраических уравнений; разнообразные методы математического моделирования и оптимизации параметров.

Применены теоретическое моделирование и расчет важнейших характеристик колебательной системы: амплитудно-частотных (*АЧХ)*, фазо-частотных *(ФЧХ)* и передаточных характеристик *(ПХ*). Расчет проводился с применением метода Лапласа-трансформации на ЭВМ. При расчете отклика системы на воздействие был применен эффективный аппарат сплайн-интерполяции с линейной экстраполяцией входных и передаточных характеристик при помощи встроенных программ математических расчетов.

В исследуемом процессе нельзя упустить влияние продольной распределенной нагрузки, действующей от контакта с опорной и рабочей поверхностью материала. Следовательно, расчетная схема динамики длинных роторов, с учетом действия внешней нагрузки будет выглядеть следующим образом (рисунок 1).

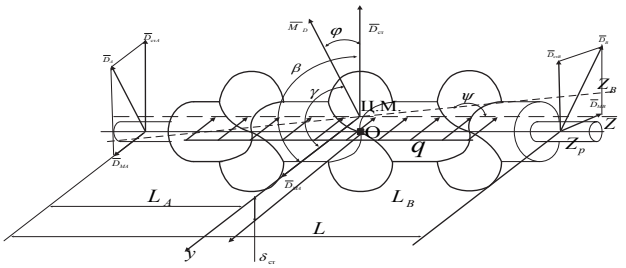


Рисунок 1. Расчетная схема динамических процессов в длинных роторах

Уравнения реакций на опорах примут вид:

$$\left.\begin{aligned} D_A^2 &= \frac{1}{L^2}\left[D_{cm}^2 L_B^2 + q\frac{2}{3}L_B\frac{1}{2}L_B + M_D^2 + 2L_B(D_{cmX}M_{DY} + D_{cmy}M_{DX})\right] \\ D_B^2 &= \frac{1}{L^2}\left[D_{cm}^2 L_A^2 + q\frac{2}{3}L_A\frac{1}{2}L_A + M_D^2 + 2L_A(D_{cmX}M_{DY} + D_{cmy}M_{DX})\right] \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

В уравнениях впервые учитывается распределённая нагрузка, которая характерна только для роторно-винтовых машин и коммунальных машин с шнеко-роторными или фрезерно-роторными рабочими органами.

Если принять что угол между главными моментами опор ротора $\gamma \le 10°$, то можно принять, что $\sin 2\gamma/2 \approx \gamma$. Тогда формула для модуля главного момента дисбалансов однородного симметричного цилиндра имеет вид

$$M_D = \frac{\pi\rho\gamma}{12}R^2 l_{рот}(l_{рот}{}^2 - 3R^2) = \frac{\pi\rho\gamma}{12}R^5\frac{l_{рот}}{R}\left(\frac{l_{рот}{}^2}{R^2} - 3\right) \quad (2)$$

$$\frac{12M_D}{\pi\rho\gamma R^5} = \frac{l_{рот}}{R}\left(\frac{l_{рот}{}^2}{R^2} - 3\right) = A$$

В исследовании предлагается новая конструкция гидроопоры для защиты опор длинных винтовых роторов от вибронагрузок. Создана конструкция виброизоляционной муфты, отображенной на рисунке 2.

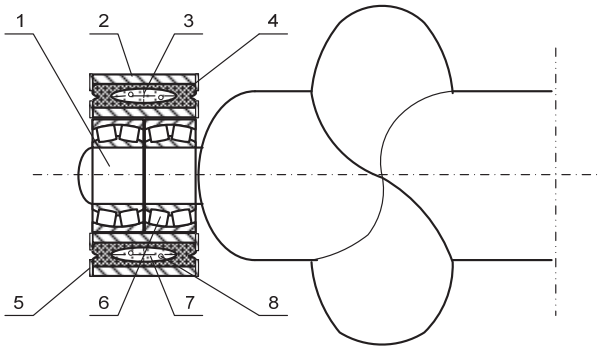


Рисунок 2. Упруго-вязкая опора длинного ротора. Опора вала ротора состоит из: 1 – вал ротора, 2 – муфта, 3 – перегородка полости муфты, 4 – резиновый сильфон, 5 – боковое кольцо, 6 – радиальный сферический двухрядный подшипник, 7 – вязкая жидкость, 8 – воздушные полости

Исследуется влияние параметров упругой муфты на колебания системы. При введении исходных данных в созданные в данном исследовании расчетные формулы система Mathcad автоматически пересчитывает расчетные формулы и генерирует графики перемещения и скоростей точек исследуемой машины.

На графиках на рисунке 3 рассмотрены параметры решения уравнений (1)…(3)) для разных значений упругих характеристик муфты и упруго-вязкой подвески роторов.

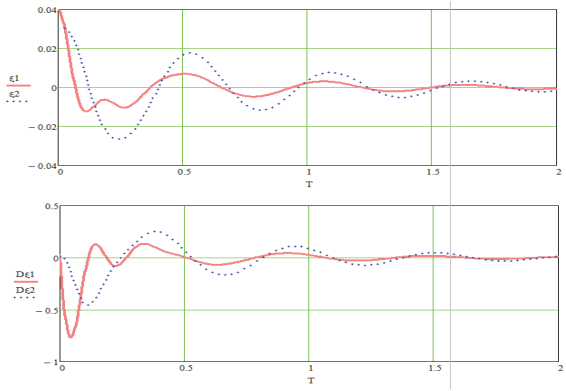


Рисунок 3. Перемещения и скорости точек роторов в зависимости от времени

Дальнейшей работой в данной тематике была задача исследования динамических характеристик роторно-винтовых машин (РВМ), у которых выбор параметров упругой подвески предполагает решение как основных, так и второстепенных задач.

Составлены дифференциальные уравнения РВМ как единой колебательной системы.

Учитывая различные цели исследований построена эквивалентная система (рисунок 4), соответствующая пространственным колебаниям РВМ, движителем которого является винтовой ротор, которая упрощается настолько, насколько это позволяют условия задачи, в частных случаях вид ее приводится к схемам для расчета колебаний РВМ в продольной и поперечной плоскостях.

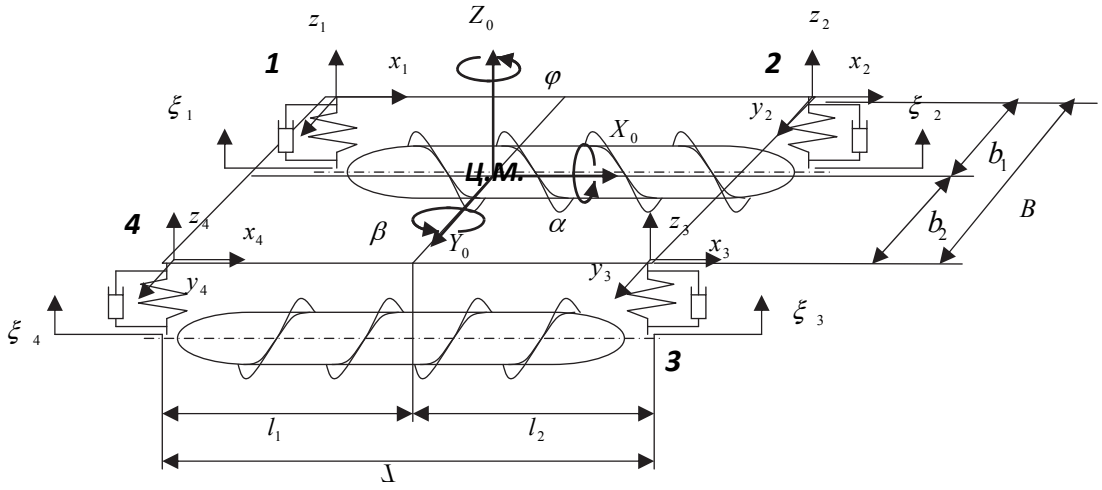


Рисунок 4. Эквивалентная система для расчета динамики машины, движителями которой являются длинные винтовые роторы

Расчетная система уравнений 4 - функциональных зависимостей геометрических параметров подрессоренной массы машины (см. рисунок 4) между собой позволяет в расчетах осуществить переход от крайних точек к центру масс:

$$\left.\begin{aligned}
&Z_0 = \frac{1}{2L}[(z_2 l_1 - z_1 l_2) - (z_3 l_1 - z_4 l_2)]; \quad \varphi = \frac{1}{B}[(x_4 - x_1) + (x_3 - x_2)] + \frac{1}{L}[(y_1 - y_2) + (y_4 - y_3)];\\
&X_0 = \frac{1}{B}[(x_4 b_1 - x_1 b_2) + (x_3 b_1 - x_2 b_2)]; \quad \alpha = \frac{1}{B}[(z_1 - z_4) + (z_2 - z_3)];\\
&Y_0 = \frac{1}{L}[(y_1 l_2 - y_2 l_1) + (y_4 l_2 - y_3 l_1)]; \quad \beta = \frac{1}{L}[(z_2 - z_1) + (z_3 - z_4)].
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Колебания неподрессоренных масс машины (роторов) описываются перемещениями $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$. Следует отметить, что система уравнений зависимостей координат ξ_1 от ξ_2 (рисунки 4 и 5) и ξ_4 от ξ_3, характерна только для машин с длинными винтовыми роторами.

Система отражает зависимость упруго-вязкой подвески в продольном направлении и учитывает линейность влияния ξ_1 от ξ_2 и ξ_4 от ξ_3, чем существенно отличается от методик динамики машин с традиционными типами движителей

$$\left.\begin{aligned}
\xi_1 &= \xi_2 - \beta L;\\
\xi_4 &= \xi_3 - \beta L
\end{aligned}\right\}$$

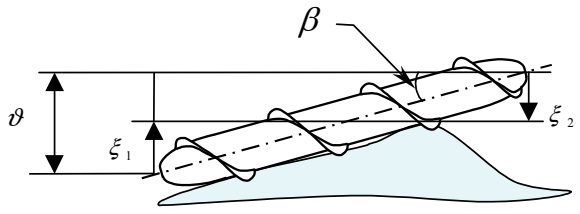


Рисунок 5. Линейная зависимость перемещений крайних точек роторов

При выводе уравнений динамики учитываются силы Z_n, X_n, Y_n, действующие на массы машины. Сила Z_n, передающаяся через подвеску, состоит из двух слагаемых: Z_p- от упругого элемента и Z_a- от амортизатора. Силы Z_n, X_n и Y_n заменяют собой действие подвески, а величины их зависимы друг от друга. Получается система уравнений, отражающая зависимости динамических сил в подвеске: (5)

$$\left.\begin{aligned}
&Z_{n1} = 2C_{p1}(z_1 - \xi_1) + 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1); \quad Z_{n2} = 2C_{p2}(z_2 - \xi_2) + 2k_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2);\\
&Z_{n3} = 2C_{p3}(z_3 - \xi_3) + 2k_1(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3); \quad Z_{n4} = 2C_{p4}(z_4 - \xi_4) + 2k_4(\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4);\\
&X_{n1} = Z_{n1} tg\beta; \quad X_{n2} = Z_{n2} tg\beta; \qquad Y_{n1} = Z_{n1} tg\alpha; \quad Y_{n2} = Z_{n2} tg\alpha;\\
&X_{n3} = Z_{n3} tg\beta; \quad X_{n4} = Z_{n4} tg\beta; \qquad Y_{n3} = Z_{n3} tg\alpha; \quad Y_{n4} = Z_{n4} tg\alpha.
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения колебаний составлены при использовании принципа Даламбера, так как в решении данной задачи важнее взаимосвязь геометрических и силовых параметров упруго-вязкой подвески

$$\left.\begin{aligned}
&M\ddot{z}_0 + Z_{n1} + Z_{n2} + Z_{n3} + Z_{n4} = H_z(t); M\ddot{x}_0 + X_{n1} + X_{n2} + X_{n3} + X_{n4} = H_x(t);\\
&M\ddot{y}_0 + Y_{n1} + Y_{n2} + Y_{n3} + Y_{n4} = H_y(t); M\rho_x^2\ddot{\alpha} + Z_{n1}b_1 + Z_{n2}b_1 - Z_{n3}b_2 - Z_{n4}b_2 = M_\alpha(t);\\
&M\rho_z^2\ddot{\varphi} + X_{n4}b_2 + X_{n3}b_2 - X_{n1}b_1 - X_{n2}d_1 + Y_{n4}l_1 + Y_{n1}l_1 - Y_{n2}l_2 + Y_{n3}l_2 = M_\varphi(t);\\
&M\rho_x^2\ddot{\alpha} + Z_{n1}b_1 + Z_{n2}b_1 - Z_{n3}b_2 - Z_{n4}b_2 = M_\alpha(t);\\
&M\rho_y^2\ddot{\beta} + Z_{n3}l_2 + Z_{n2}l_2 - Z_{n4}l_1 - Z_{n1}l_1 = M_\beta(t).
\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

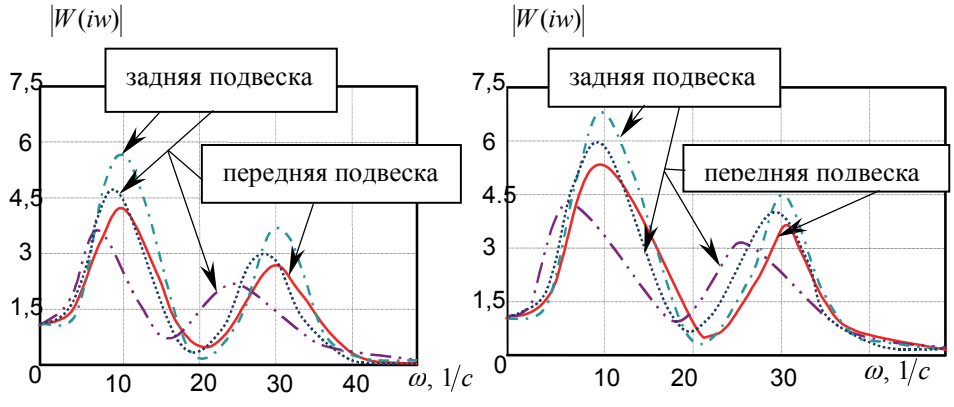
Чтобы получить уравнения движения для системы координат (рис. 6) используются формулы системы и записываются выражения для Z_n через координаты $z_{1,2,3,4}$.

После подстановки этих выражений в дифференциальные уравнения равновесия

системы (7), выводится система дифференциальных уравнений (8), представляющая собой наиболее полный и конкретный расчет динамических перемещений (линейных и угловых) машин, движителями которых являются длинные винтовые роторы.

$$
\left.\begin{aligned}
&M\,\ddot{z}_0 + 2k_1\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]+2C_{p1}\left[z_1-\xi_1\right]+2k_2\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]+2C_{p2}\left[z_2-\xi_2\right]+2k_3\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]+\\
&+2C_{p3}\left[z_3-\xi_3\right]+2k_4\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]+2C_{p4}\left[z_4-\xi_4\right]=H_z(t);\\
&M\,\ddot{x}_0 + 2k_1\,tg\beta\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]+2C_{p1}\,tg\beta\left[z_1-\xi_1\right]+2k_2\,tg\beta\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]+2C_{p2}\,tg\beta\left[z_2-\xi_2\right]+\\
&+2k_3\,tg\beta\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]+2C_{p3}\,tg\beta\left[z_3-\xi_3\right]+2k_4\,tg\beta\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]+2C_{p4}\,tg\beta\left[z_4-\xi_4\right]=H_x(t);\\
&M\,\ddot{y}_0 + 2k_1\,tg\alpha\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]+2C_{p1}\,tg\alpha\left[z_1-\xi_1\right]+2k_2\,tg\alpha\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]+2C_{p2}\,tg\alpha\left[z_2-\xi_2\right]+\\
&+2k_3\,tg\alpha\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]+2C_{p3}\,tg\alpha\left[z_3-\xi_3\right]+2k_4\,tg\alpha\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]+2C_{p4}\,tg\alpha\left[z_4-\xi_4\right]=H_y(t);\\
&M\,\rho_z^2\,\ddot{\varphi}+\begin{pmatrix}2C_{p4}b_2\left[z_4-\xi_4\right]+2k_4b_2\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]+2C_{p3}b_2\left[z_3-\xi_3\right]+\\ 2k_3b_2\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]-2C_{p1}b_1\left[z_1-\xi_1\right]-2k_1b_1\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]-\\ -2C_{p2}b_1\left[z_2-\xi_2\right]-2k_1b_1\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]\end{pmatrix}tg\,\beta+\\
&+\begin{pmatrix}2C_{p1}l_1\left[z_1-\xi_1\right]+2k_1l_1\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]+2C_{p4}l_1\left[z_4-\xi_4\right]+\\ 2k_4l_1\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]-2C_{p2}l_2\left[z_2-\xi_2\right]-2k_2l_2\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]-\\ -2C_{p3}l_2\left[z_3-\xi_3\right]-2k_3l_2\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]\end{pmatrix}tg\,\alpha=M_\varphi(t);\\
&M\,\rho_x^2\,\ddot{\alpha}+2C_{p1}b_1\left[z_1-\xi_1\right]+2k_1b_1\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]+2C_{p2}b_1\left[z_2-\xi_2\right]+2k_2b_1\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]-\\
&-2C_{p3}b_2\left[z_3-\xi_3\right]-2k_3b_2\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]-2C_{p4}b_2\left[z_4-\xi_4\right]-2k_4b_2\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]=M_\alpha(t);\\
&M\,\rho_x^2\,\ddot{\beta}+2C_{p3}l_2\left[z_3-\xi_3\right]+2k_3l_2\left[\dot{z}_3-\dot{\xi}_3\right]+2C_{p2}l_2\left[z_2-\xi_2\right]+2k_2l_2\left[\dot{z}_2-\dot{\xi}_2\right]-\\
&-2C_{p4}l_1\left[z_4-\xi_4\right]-2k_4l_1\left[\dot{z}_4-\dot{\xi}_4\right]-2C_{p1}l_1\left[z_1-\xi_1\right]-2k_1l_1\left[\dot{z}_1-\dot{\xi}_1\right]=M_\beta(t).
\end{aligned}\right\}
\qquad (8)
$$

Решаются системы уравнений (7) и (8), когда известны значения колебаний; т.е. получены опытным путем граничные значения величин $z_1, z_2, z_3, z_4, Z_0, X_0, Y_0, \varphi, \alpha, \beta, \xi_1$ и ξ_3 и заранее заданы параметры машины (L и B), а следует определить коэффициенты сопротивления амортизаторов k_1, k_2, k_3, k_4 и жесткость упругих элементов $C_{p1}, C_{p2}, C_{p3}, C_{p4}$. В данном случае, после решения системы уравнений численными методами находятся k или C_p.



а) б)

Рисунок 6. Передаточные характеристики упруго-вязкой подвески машины с длинными винтовыми роторами соответствующие разной жесткости подвески

——— и — · — · — - $C_p^{пер,зад.} = 218 \cdot 10^3\ Н/м$ и $k^{пер,зад.} = 23{,}31 \cdot 10^3\ Нс/м$ (жесткость передней и задней подвесок одинакова); ····· - $C_p^{пер.} = 210 \cdot 10^3\ Н/м$ $k^{пер.} = 20 \cdot 10^3\ Нс/м$, а $C_p^{зад.} = 230 \cdot 10^3\ Н/м$ $k^{зад.} = 25 \cdot 10^3\ Нс/м$:

а - положение точек роторов ξ_1 и ξ_4; ξ_2 и ξ_3 синхронно;

б - положение точек роторов ξ_1 и ξ_4; ξ_2 и ξ_3 находится в противофазе

Построенные эквивалентная динамическая система и математическая модель пространственных колебаний РВМ позволяет исследовать динамические характеристики отдельных точек кузова машины в широком диапазоне частот. Полученные системы дифференциальных уравнений применимы для рассмотрения продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний РВМ дают возможность выбрать оптимальные параметры жесткости пружин и коэффициентов сопротивления амортизаторов.

При помощи визуализации отображены виды длинных винтовых роторов: рабочий орган машины для уборки снега и движитель роторно-винтовой машины. Моделирование производилось в мультимедиа – программе 3D MAX. Получено отображение процесса изменения динамических характеристик машины при изменении геометрических параметров винтовых роторов.

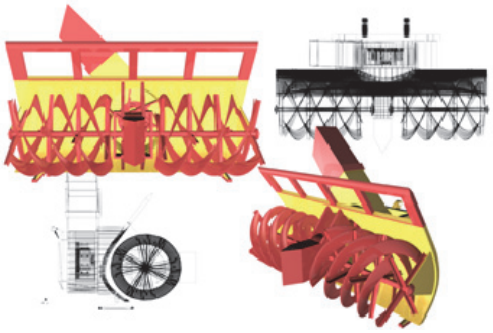


Рисунок 7. Машина с фрезерно-роторным навесным оборудованием. Модели навесного оборудования, выполненные в программе 3 D MAX

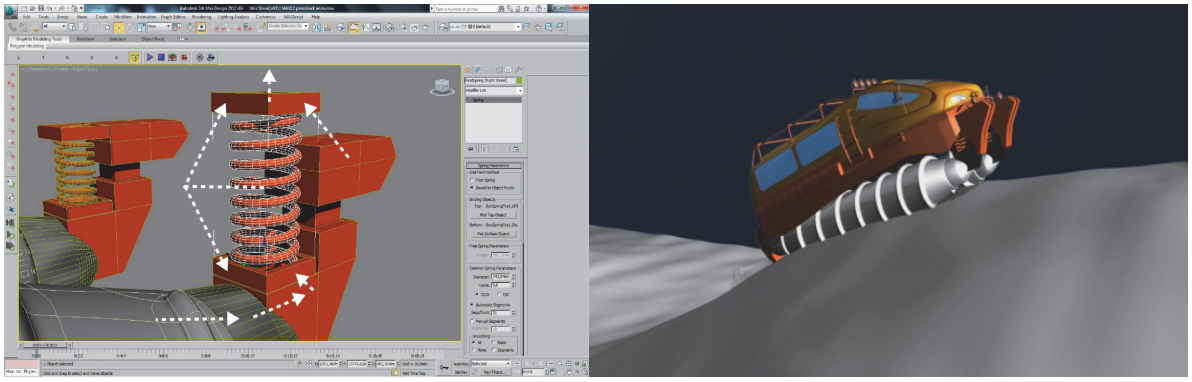


Рисунок 8. Визуализация динамических процессов подвески при движении РВМ по заснеженному бездорожью

Полученные и экспериментальные характеристики позволяют производить расчеты оптимальных параметров рабочих органов, машин, оснащенных длинными винтовыми роторами в зависимости от местности (статистических характеристик снежных заносов, ширины автомобильного дорожного полотна). Для этого производится расчёт зависимости сопротивления на оборудовании от геометрических и физических параметров рабочих органов машин, оснащенных роторами. Данный расчетный процесс так же автоматизирован при помощи современного пакета объектно-ориентированного программирования Visual Studio на языке C ++.

На кафедре Строительных и дорожных машин НГТУ (Нижегородского Государственного Технического Университета) разработаны уникальные таблицы: «Расчёт выбора действий, рекомендуемых для поддержания дорожных покрытий в очищенном от снега и льда состоянии» и «Расчёт типов машин, рекомендуемых для поддержания дорожных покрытий в очищенном от снега и льда состоянии». Разработана программа, которая автоматически производит выбор необходимых действий по обслуживанию дороги и осуществляет помощь при рекомендации снегоочистительной машины.

3 Заключение

Процесс информатизации изысканий в области динамики машин позволил:

−Создать информационно-справочную систему для поиска необходимой машины по заданным характеристикам.

−Визуализировать масштабируемые модели машин с длинными роторами, которые

демонстрируют динамические процессы в элементах этих машин.

−Разработать программу, предназначенную для автоматического определения операций и типов машин, рекомендуемых для поддержания дорожных покрытий в очищенном от снега и льда состоянии.

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES SPECIAL MACHINES TO REDUCE VIBRATION LOADING

Irina G. Kuklina

Nizhny Novgorod State Technical University
named after. R.E Alekseev
Str. Minin, 24, Bldg. 5,
Nizhny Novgorod,
603155, Russia
istkuklina@rambler.ru

Relevance of the work is determined by its focus on the most important issues: the protection of building and road cars from severe dynamic loads caused by vibration from the operation of long helical rotors, which are equipped with some of these machines. In this paper, the aim of put and solve problems in a structured predestination general orientation in the road sector in the next period, which should be implemented to achieve the desired effect while minimizing the costs of financial and human resources, as well as improving performance (smoothness, comfort) construction, road and handling machines through the use of new designs and shumopogasayuschih vibration of machine elements.

***Keywords**: special machines, mathematical model, study characteristics.*

УДК 534

МОДИФИЦИРОВАННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ ЗАШИВОК ТЕХНИЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

М.И. Фесина,
А.В. Краснов,
Л.Н. Горина,
Ю.С. Нидвига

Тольяттинский государственный университет
ул. Белорусская, 14,
г. Тольятти, Российская Федерация, 445667
michailfes@yandex.ru
kaw@ya.ru
gorina@tltsu.ru
nidviga.ulya@mail.ru

В статье представлены разработки концепций оригинальных шумопонижающих устройств, выполненных в виде звукоизолирующих зашивок стеновых конструкций технических помещений, в которых смонтированы шумогенерирующие технические объекты (машинное отделение судна, электротрансформаторная подстанция закрытого типа, компрессорная или дизель-генераторная станция и т.п.).
Технический результат, достигаемый использованием разработанных шумопонижающих устройств, заключается в устранении «выраженных провалов» в частотных характеристиках звукоизоляции типичных конструкций звукоизолирующих зашивок. Они обусловлены резонансным возбуждением низших (поперечных, продольных) собственных акустических мод воздушных полостей, образуемых лицевыми панелями звукоизолирующих зашивок, сопрягаемых с оппозитно размещенными стеновыми (потолочными) ограждениями технических помещений. С этой целью применяются соответствующие конструкции четвертьволновых и полуволновых акустических резонаторов и/или группировок обособленных брикетированных звукопоглощающих модулей, использующих дробленые фрагментированные звукопоглощающие элементы. Указанные шумопонижающие конструкции компонуются в соответствующих пространственных зонах воздушных полостей звукоизолирующих зашивок, в которых локализуются пучности звуковых давлений на резонирующих низших собственных акустических модах. Это позволяет улучшать технические, стоимостные и экологические свойства используемых шумопонижающих устройств.

***Ключевые слова**: Шумопонижающая конструкция; звукоизолирующая зашивка; техническое помещение; четвертьволновые и полуволновые акустические резонаторы; обособленные брикетированные звукопоглощающие модули; собственные акустические моды*

Для увеличения звукоизоляции конструкций ограждающих стенок технического помещения, в частности машинного отделения судна, находят широкое применение звукоизолирующие зашивки, представляющие собой легкие твердотелые пластинчатые элементы, изготовленные из алюминиевых сплавов или фанеры, отнесенные на некоторые расстояние **d** от поверхности ограждающей стенки. Терминологическое определение «звукоизолирующая зашивка» и особенности её конструктивного исполнения приведены, в частности, на стр. 98…99 монографии [1]. В результате использования такого типа составных звукоизолирующих конструкций, устанавливаемых на путях распространения звуковых волн, оказываются две плотные твердотелые преграды, обеспечивающие соответствующие скачки акустического сопротивления, создаваемые как собственно ограждающей стенкой помещения, так и дополнительно смонтированным пластинчатым твердотелым элементом - звукоизолирующей зашивкой. В это же время, наличие воздушного зазора **d**, образуемого между указанными твердотелыми преградами, оказывает определенное влияние на физический процесс передачи (трансформации) через них акустической энергии. Эти особенности характеризуются не только возбуждаемым механическим колебательным резонансом масс твердотелых пластинчатых преград, но и возникающим воздушным акустическим резонансом упругой массы воздуха, сосредоточенного в образованной между твердотельными пластинчатыми преградами полости. В особенности, эти резонансные акустические явления ярко выражены тогда, когда по толщине воздушного промежутка **d** укладывается целое (кратное)

количество половин длин звуковых волн ($\lambda_в/2$), с соответствующим образованием резонирующих поперечных собственных акустических мод $\mathbf{f_{md}}$. Такого типа возникающие воздушные акустические резонансы вызывают существенную потерю звукоизолирующего эффекта в применяемой составной звукоизолирующей конструкции, проявляющиеся на частотах низших поперечных собственных акустических мод ($\mathbf{f_{md}}$) образованной воздушной полости. Как следует из результатов работы [2], возможно даже возникновение эффектов усиления звукового излучения на 1,7…7,7 дБ в высокочастотной области звукового спектра.

В это же время, имеют место не только резонирующие высокочастотные поперечные собственные акустические моды $\mathbf{f_{md}}$, но и возникающие в образованных замкнутых тупиковых воздушных полостях звукоизолирующей зашивки продольные собственные акустические моды $\mathbf{f_{mL}}$, $\mathbf{f_{mB}}$, $\mathbf{f_{mH}}$. Они формируются вдоль габаритных размеров (длины **L**, ширины **B** и высоты **H**) стеновых и потолочных панелей, образованных ограждающими стенками технического помещения и звукоизолирующей зашивкой, с присоединяемыми торцевыми поверхностями несущих элементов пола, стен и потолка технического помещения (см. рис. 1).

Ввиду крупногабаритности образуемых тупиковых воздушных акустических волноводов, совпадающих с габаритными размерами технического помещения, резонирующие продольные собственные акустические моды располагаются преимущественно в низко- и среднечастотных звуковых диапазонах.

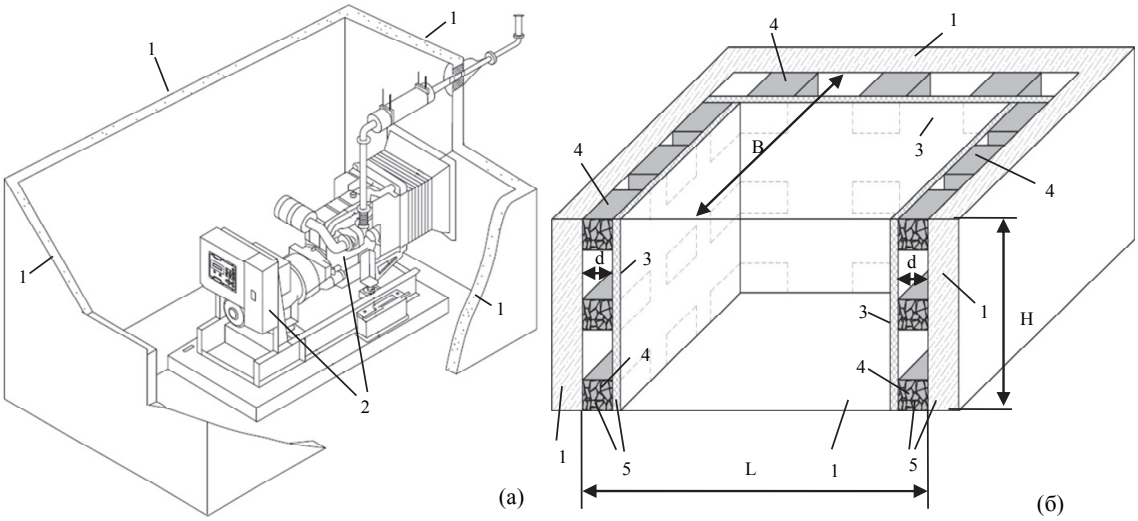


Рисунок 1. Общий вид технического помещения с шумогенерирующим техническим объектом (а) и расчетная схема технического помещения со смонтированными элементами звукоизолирующей зашивки (б):
1 – несущие элементы - стены, потолок, внутренние перегородки; 2 – шумогенерирующий технический объект; 3 –лицевая панель звукоизолирующей зашивки; 4 – обособленные брикетированные звукопоглощающие модули; 5 – звукоизолирующая зашивка

Как известно, эффективное подавление низкочастотных акустических резонансов, производимое с помощью монолитных слоев пористых звукопоглощающих материалов, в большинстве случаев оказывается недостаточно продуктивным и/или требует применения достаточно технологически сложных, трудоемких и дорогостоящих технических приемов (использования толстых слоев дорогостоящего пористого звукопоглощающего вещества, увеличения габаритных размеров воздушных зазоров). Возникающие под тонкостенной звукоизолирующей зашивкой поперечные и продольные акустические резонансы воздушной полости на их низших собственных акустических модах, произво-

дят интенсивное силовое структурное воздействие на тонкостенную пластинчатую звукоизолирующую зашивку. Это может обуславливать вторичное переизлучение ею собственного структурного звукового излучения, с образованными отрицательными «провалами» в частотной характеристике звукоизоляции используемой конструкции. Именно поэтому, образованный крупногабаритный тупиковый акустический волновод, характеризуемый габаритными размерами тонкостенной лицевой панели звукоизолирующей зашивки и оппозитно зазорно расположенным к ней на расстоянии **d** несущим элементом технического помещения, нуждается в соответствующем конструктивно-технологическом усовершенствовании.

В общем виде, упругая колеблющаяся на своих собственных частотах масса воздуха, находящаяся в замкнутой трехмерной полости, определяемой габаритными размерами длины **L**, ширины **B**, высоты **H** и ограниченной жесткими звукоотражающими стенками, характеризуется спектром собственных частот колебаний (собственных акустических мод), дискретные значения которых определяются согласно [4] по выражению (1):

$$\mathbf{f_{m_L,m_B,m_H}} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{2}}\sqrt{(\frac{\mathbf{m_L}}{\mathbf{L}})^{\mathbf{2}} + (\frac{\mathbf{m_B}}{\mathbf{B}})^{\mathbf{2}} + (\frac{\mathbf{m_H}}{\mathbf{H}})^{\mathbf{2}}}\ , \text{Гц} \quad (1)$$

где **c** – скорость звука в воздухе м/с (с = 344,057 м/с при +20°С);

$\mathbf{m_L}$, $\mathbf{m_B}$, $\mathbf{m_H}$ = 1,2,3… (целые числа).

Воздушные объемы замкнутых трехмерных полостей (см. рис. 1б), представленные в виде упругих колеблющихся на своих собственных частотах масс воздуха, образованных тупиковых акустических волноводов, определяемые их габаритными размерами, характеризуются соответствующим спектром собственных частот колебаний $\mathbf{f_{md}}$, $\mathbf{f_{mL}}$, $\mathbf{f_{mB}}$, $\mathbf{f_{mH}}$ (собственных акустических мод), дискретные значения которых могут быть определены по соответствующим выражениям (2), (3), (4):

- при монтаже звукоизолирующей зашивки на боковые (левую и правую) стены технического помещения

$$\mathbf{f_{md,mB,mH}} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{2}}\sqrt{\left(\frac{\mathbf{m_d}}{\mathbf{d}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_B}}{\mathbf{B}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_H}}{\mathbf{H}}\right)^{\mathbf{2}}}\ , \text{Гц} \quad (2)$$

- при монтаже звукоизолирующей зашивки на переднюю и заднюю стену технического помещения

$$\mathbf{f_{mL,md,mH}} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{2}}\sqrt{\left(\frac{\mathbf{m_L}}{\mathbf{L}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_d}}{\mathbf{d}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_H}}{\mathbf{H}}\right)^{\mathbf{2}}}\ , \text{Гц} \quad (3)$$

- при монтаже звукоизолирующей зашивки на потолок технического помещения

$$\mathbf{f_{mL,mB,md}} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{2}}\sqrt{\left(\frac{\mathbf{m_L}}{\mathbf{L}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_B}}{\mathbf{B}}\right)^{\mathbf{2}} + \left(\frac{\mathbf{m_d}}{\mathbf{d}}\right)^{\mathbf{2}}}\ , \text{Гц} \quad (4)$$

В качестве технических устройств ослабления процесса резонансного усиления акустической энергии, возникающего на дискретных частотах собственных акустических мод воздушных объемов полостей, образованных поверхностями звукоотражающих ограждающих панелей несущих элементов и оппозитно размещенными к ним звукоизолирующими лицевыми плосколистовыми и/или звукоизолирующими лицевыми формованными неплоскими панелями звукоизолирующей зашивки, используются соответствующие типы акустических резонаторов **R** – четвертьволновые акустические резонаторы **R'** и полуволновые акустические резонаторы **R''**, представленные на схемах рис. 2 (а, б).

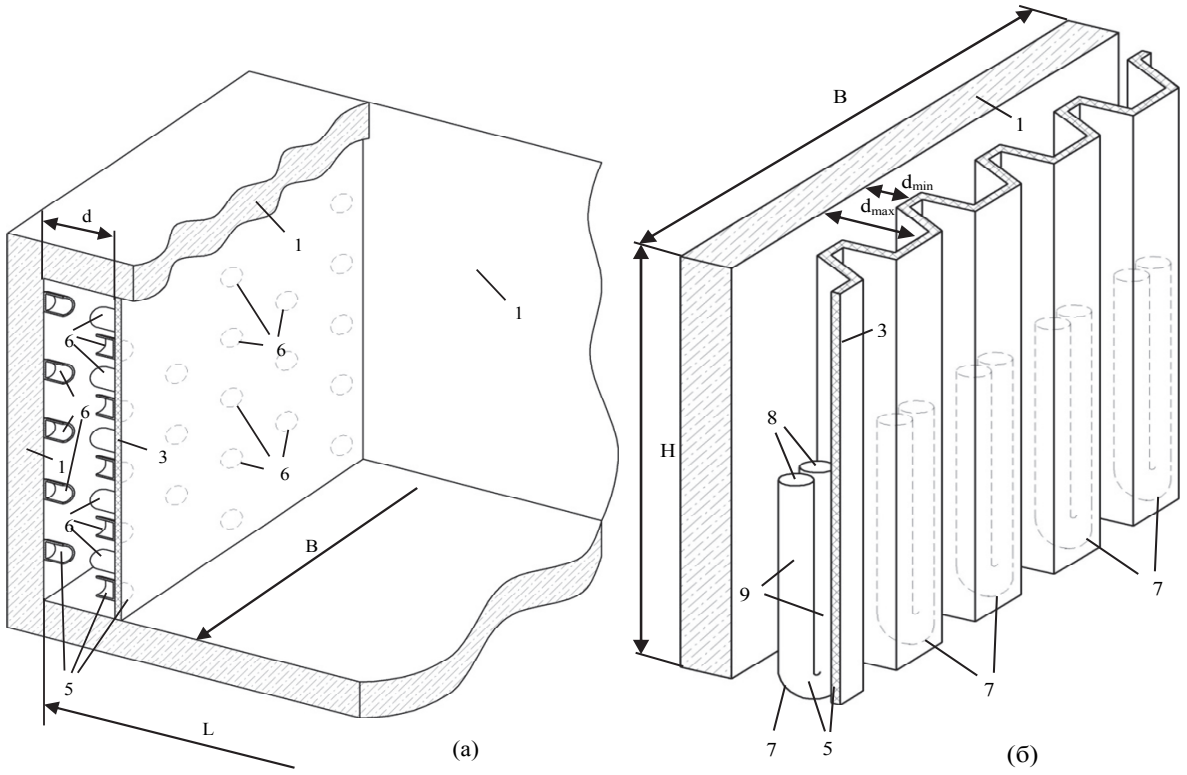


Рисунок 2. Фрагмент полости технического помещения со звукоизолирующей зашивкой и установленными в ней четвертьволновыми **R'** (а) и полуволновыми **R''** (б) акустическими резонаторами

Позициями на рисунке 2 обозначены: 1 – несущие элементы - стены, потолок, внутренние перегородки; 3 – лицевая панель звукоизолирующей зашивки; 5 – звукоизолирующая зашивка несущих элементов; 6 – четвертьволновый акустический резонатор **R'**; 7 – полуволновый акустический резонатор **R''**; 8 – горловая часть акустического резонатора **R'** или **R''**; 9 – трубчатая часть акустического резонатора **R'** или **R''**

Геометрическая длина трубчатой части $\mathbf{l_{rd}'}$ четвертьволновых акустических резонаторов **R'**, предназначенных, в частности, для подавления резонирующей низшей собственной поперечной акустической моды с частотой $\mathbf{f_d}$, определяется выражением (5):

$$\mathbf{l'_{rd}} = \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{2}} - (\mathbf{0,1 \ldots 0,3})\sqrt{\frac{\mathbf{4S_T}}{\boldsymbol{\pi}}}, \text{ м} \qquad (5)$$

где $\mathbf{S_T}$ – площадь проходного сечения в м^2 трубчатой части четвертьволнового акустического резонатора **R'**.

Конструктивное исполнение четвертьволновых акустических резонаторов **R'** (см. рис. 3а) представлено полым трубчатым элементом, ограниченным жесткими звукоотражающими стенками – трубчатой частью, один из концевых участков которой перекрыт жестким звукоотражающим донышком, образующим его донную часть. Открытая концевая зона трубчатой части с вязкоприсоединенной к ней частью колеблющегося воздушного столба (находящейся за плоскостью открытого среза трубчатой части), образует горловую часть четвертьволнового акустического резонатора **R'**. Формирование заданных значений физических и конструктивных параметров четвертьволновых акустических резонаторов **R'** осуществляется выбором их собственной (резонансной) частоты $\mathbf{f_R'}$, геометрической длины трубчатой части – $\mathbf{l_r'}$, динамической длины - $\mathbf{l_R'}$, приведенного гидравлического диаметра проходного сечения трубчатой части – $\mathbf{d_{пр}}$, коэффициента перфорации стенки трубчатой части – $\mathbf{K_{пер.о.}}$, суммарной площади проходных сечений $\mathbf{n_{отв}}$ отверстий перфорации - $\mathbf{F_{пер.о.}}$, выполненных в стенке трубчатой части. Также учитывается использование демпфирующих пористых воздухопродуваемых пробок трубчатой части, использования защитных футерующих демпфирующих слоев материалов, монтируемых на горловой и/или на участке перфорированной зоны стенки

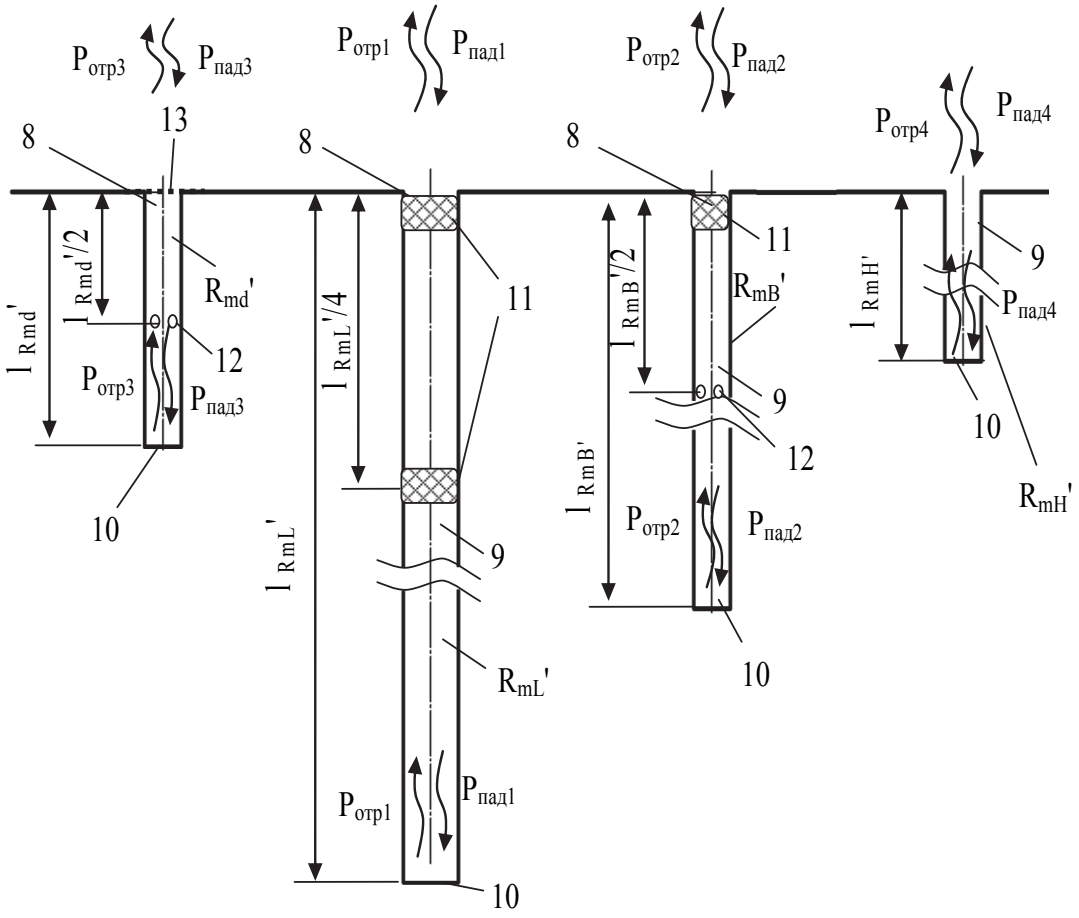
трубчатой части.

Похожие условия и требования по дополняющему и/или альтернативному применению конструкций акустических резонаторов **R**, предъявляются к полуволновым акустическим резонатором **R''**. В этом случае, геометрическая длина трубчатой части $\mathbf{l_{rd}''}$ полуволновых акустических резонаторов **R''**, предназначенных для подавления резонирующей низшей собственной поперечной акустической моды с частотной $\mathbf{f_d}$ может быть определена по выражению (6):

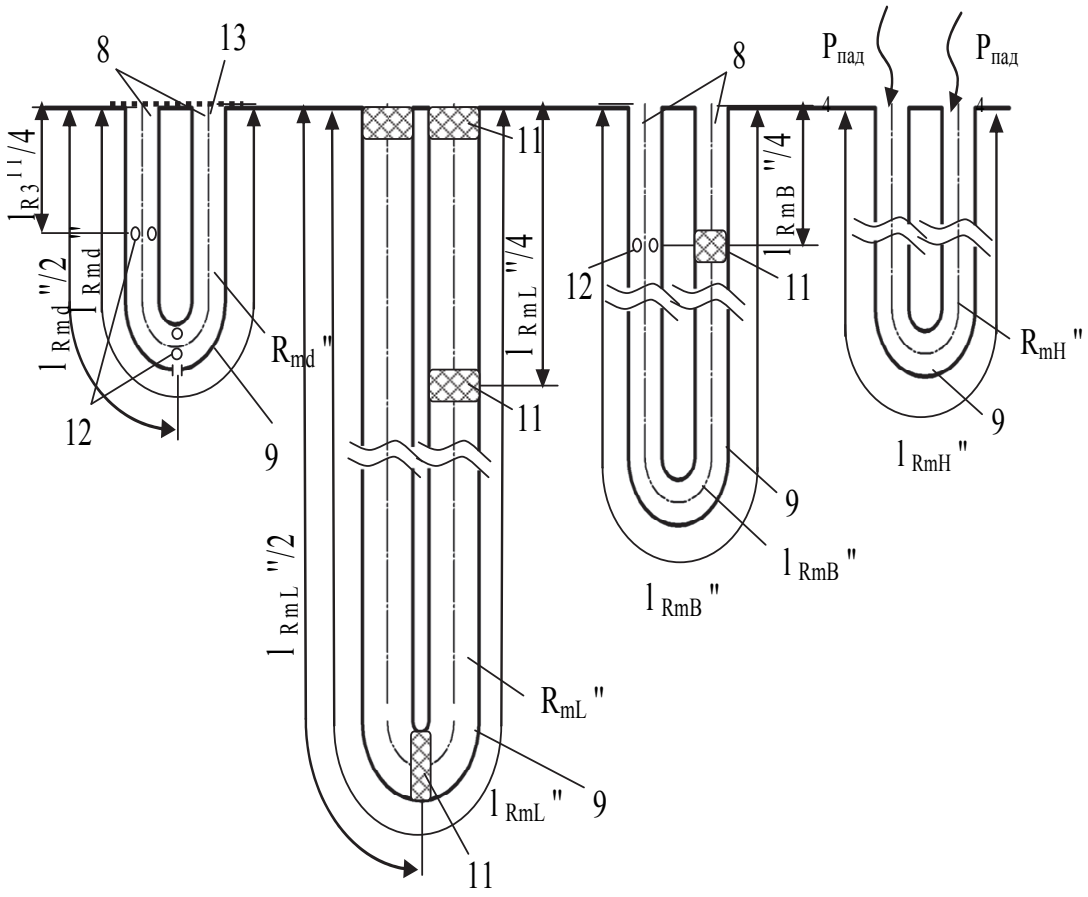
$$\mathbf{l''_{rd} = d - (0,2 \ldots 0,6)\sqrt{\frac{4S_T}{\pi}}}, \text{ м} \qquad (6)$$

Дополняющим учитываемым конструктивным параметром исполнения эффективных устройств полуволновых акустических резонаторов **R''** является необходимость соблюдения максимально возможного по конструктивно-технологическим соображениям приближения друг к другу их горловых частей. Оно осуществляется соответствующим выбором их изогнутой **U**-образной геометрической формы, обеспечивающей выбор кратчайшего расстояния между контурами проходных сечений в плоскости горловых частей полуволновых акустических резонаторов **R''**.

Этим обеспечивается синфазное попадание и последующие условия синфазного распространения звуковых волн в обе открытые горловые части трубчатой части навстречу друг другу в каждом отдельном образце полуволнового акустического резонатора **R''.** Их дальнейшая эффективная противофазная компенсация осуществляется в срединной зоне трубчатой части при встречном распространении импульсов звуковых давлений навстречу друг другу по обоим участкам их **U**-образной трубчатой части («противофазным схлопаванием»).



(а)



(б)

Рисунок 3. Схемы сблокированных модульных узлов, составленных из четырех акустических резонаторов **R** (а - четвертьволновых $\mathbf{R_{md}'}$, $\mathbf{R_{mL}'}$, $\mathbf{R_{mB}'}$, $\mathbf{R_{mH}'}$, б - полуволновых $\mathbf{R_{md}''}$, $\mathbf{R_{mL}''}$, $\mathbf{R_{mB}''}$, $\mathbf{R_{mH}''}$) с установленными демпфирующими элементами:
8 – горловая часть; 9 – трубчатая часть; 10 – донная часть (жесткое звукоотражающее донышко); 11 – пористые воздухопродуваемые пробки; 12 – отверстия перфорации; 13 – футерующий слой звукопрозрачного материала

Это же относится и к другим дополняющим и/или альтернативным модификационным усовершенствованиям конструкций полуволновых акустических резонаторов **R''**, которые были уже изложены выше, применительно к четвертьволновым акустическим резонаторам **R'**.

Условие подавления (устранения) резонансного усиления излучения звуковой энергии, сосредоточенной на собственных акустических модах воздушного объема, формирующихся по толщине воздушного промежутка **d**, длине **L**, ширине **B** и высоте **H** ребер технического помещения 1 - $\mathbf{f_{md}}$, $\mathbf{f_{mL}}$, $\mathbf{f_{mB}}$, $\mathbf{f_{mH}}$ (где **m**=1, 2, 3, …), базируется на частотонастроенном совмещении значений собственных (резонансных) частот звуковых колебаний различного типа акустических резонаторов **R** – $\mathbf{f_{Rd}}$, $\mathbf{f_{RL}}$, $\mathbf{f_{RB}}$, $\mathbf{f_{RH}}$ с указанными частотами собственных акустических мод воздушной полости звукоизолирующей зашивки - $\mathbf{f_{md}}$, $\mathbf{f_{mL}}$, $\mathbf{f_{mB}}$, $\mathbf{f_{mH}}$. Это достигается условиями обеспечения кратности габаритных размеров воздушной полости по толщине воздушного промежутка **d**, длине **L**, ширине **B** и высоте **H** с соответствующими значениями четвертей длин звуковых волн **(λ/4)** и половин длин звуковых волн **(λ/2)**, укладывающихся (кратных) указанным габаритным размерам воздушных полостей трубчатых частей (динамическим длинам $\mathbf{l'_R}$ и $\mathbf{l''_R}$) акустических резонаторов **R'** и **R''**.

Подавление собственных акустических резонансов воздушной полости на высших кратных гармонических составляющих (обертонах) собственных акустических мод, когда **m>1** (**m**=2, 3, 4, 5, 6…), может быть осуществлено выбором соответствующих

величин геометрических длин $\mathbf{l_r''}$ и $\mathbf{l_r'}$ такого типа полуволновых **R''** и четвертьволновых **R'** акустических резонаторов **R** ($\mathbf{R_{md}}$, $\mathbf{R_{mL}}$, $\mathbf{R_{mB}}$, $\mathbf{R_{mH}}$), которые будут в кратное число короче на 2, 3, 4…, по отношению к их базовым геометрическим длинам $\mathbf{l_r''}$ и $\mathbf{l_r'}$, определенных для случая **m**=1.

В качестве альтернативного и/или дополняющего технического решения, используемого для ослабления процесса резонансного усиления акустической энергии, возникающего на дискретных частотах собственных акустических мод объемов воздушных полостей звукоизолирующей зашивки, в пространственные зоны локализации пучностей звуковых давлений их собственных акустических мод могут устанавливаться обособленные брикетированные звукопоглощающие модули, содержащие обособленные дробленные фрагментированные звукопоглощающие элементы, помещенные в полостях замкнутых обособленных емкостей несущих звукопрозрачных оболочек (см. рис. 1б). Особенности конструктивно-технологических исполнений брикетированных звукопоглощающих модулей представлены в работе [5]. Заданные ограниченные локализованные пространственные зоны в воздушных полостях, в которых смонтированы обособленные брикетированные звукопоглощающие модули, преимущественно располагаются в периферических угловых и/или концевых участках, и/или центральных пространственных зонах воздушных полостей, образованных под звукоизолирующей зашивкой.

Заключение

Предложенные модификационные усовершенствования конструктивно-технологических исполнений звукоизолирующих зашивок стеновых (потолочных) ограждающих конструкций зашумленных технических помещений позволяют устранять акустические резонансные возбуждения воздушных полостей, образованных под звукоизолирующими зашивками. Как следствие, это позволяет увеличивать звукоизолирующую способность ограждающих элементов технических помещений.

Список использованных источников

[1] Никифоров А.С. (1990) Акустическое проектирование судовых конструкций: Справочник. – Л.: Судостроение. – 200 с.

[2] Нурова Е.Н., Фесина М.И. (2013) К вопросу определения потенциалов увеличения звукоизоляции ограждающих перегородок машинного отделения плавучего землесосного снаряда. Вектор науки Тольяттинского государственного Университета, №2 (24). – с. 183…186.

[3] Тупов В.Б. (2005) Снижение шума от энергетического оборудования: учебное пособие для вузов по направлению «Теплоэнергетика», М.: Издательство МЭИ. – 232 с.

[4] Helmut V.Fuchs (2007), Shallabsorber und Shalldampfer. Springer-Verlag Berlin Heidelberrg 2004, p.546.

[5] Краснов А.В., Фесина М.И., Балуев А.А. (2012) Разработка семейств универсальных шумопоглощающих модулей // Сборник тезисов докладов на Международной научно-технической конференции с участием молодых ученых «Динамика и виброакустика машин». – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета – 5-7 сентября 2012 г. – С. 132-133.

MODIFIED CONSTRUCTIONS SOUND-INSULATING LININGS TECHNICAL ROOMS

Michael I. Fesina,
Alexander V. Krasnov,
Larisa N. Gorina,
Julia S. Nidviga

Togliatti State University
Belorusskaya Str., 14 , Togliatti,
445667, Russian Federation
michailfes@yandex.ru,
kaw@ya.ru,
gorina@tltsu.ru,
nidviga.ulya @ mail.ru

The paper presents the concepts developed original noise reducing devices, made in the form of sound-insulating linings wall constructions technical rooms where mounted noise generation technical objects (the engine room of the sea craft, electric transformer substation closed type, compressor or diesel generator station, etc.).
The technical result achieved using the developed noise reducing devices is to riddance "expressed failures" in the frequency characteristics of typical constructions sound-insulating linings due to the resonant excitation of the lower (transverse, longitudinal) acoustic eigenmodes of air cavities formed by the front panels of sound-insulating linings with oppositely placed wall (ceiling) guards technical premises. For this purpose, the relevant quarter and half-wave design of acoustic resonators and/or sound-absorbing groups preformed separate modules using crushed fragmented sound absorbers. These constructions are arranged at the appropriate spatial zones of air cavities sound-insulating linings which are localized sound pressure antinodes of the lowest resonant acoustic eigenmodes. This allows you to improve the technical, cost and environmental properties used noise reducing devices.

Key words: *Noise reducing devices; sound-insulating lining; technical room; quarter- and half-wave acoustic resonators; bricketed absorbing separate modules; acoustic eigenmodes*

References

[1] Nikiforov A.S. (1990) Akusticheskoe proektirovanie sudovyh konstrukcij: Spravochnik. [Acoustic design of ship structures: Directory]. – *L.: Sudostroenie*. – 200 p. (in Russian)

[2] Nurova E.N., Fesina M.I. (2013) K voprosu opredelenija potencialov uvelichenija zvukoizoljacii ograzhdajushhih peregorodok mashinnogo otdelenija plavuchego zemlesosnogo snarjada. [On the determination of the potential increase in soundproofing walls enclosing the engine room of the floating dredge]. *Vektor nauki Tol'jattinskogo gosudarstvennogo Universiteta* [Vector science Togliatti State University], №2 (24). – pp. 183…186. (in Russian)

[3] Tupov V.B. (2005) Snizhenie shuma ot jenergeticheskogo oborudovanija: uchebnoe posobie dlja vuzov po napravleniju «Teplojenergetika» [Reduction of noise from power equipment: a textbook for high schools in the direction of "Thermal Engineering"], *M.: Izdatel'stvo Moskovskogo jenergeticheskogo instituta* [Publishing House of Moscow Power Engineering Institute]. – 232 p. (in Russian)

[4] Helmut V.Fuchs (2007), Shallabsorber und Shalldampfer. *Springer-Verlag Berlin Heidelberrg*, p.546.

[5] Krasnov A.V., Fesina M.I., Baluev A.A. (2012) Razrabotka semejstv universal'nyh shumopogloshhajushhih modulej [Development of a versatile sound-absorbing modules]. Sbornik tezisov dokladov na Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoj konferencii s uchastiem molodyh uchenyh «Dinamika i vibroakustika mashin» [Book of Abstracts of the International scientific conference with the participation of young scientists "Dynamics and vibroacoustics machines"], *Samara: Izdatel'stvo Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta* [Samara: Publisher Samara State Aerospace University] – 5-7 September 2012– 132-133 pp. (in Russian)

УДК 627.84

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЗАДАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВАРИЙНО-РЕМОНТНЫХ ЗАТВОРОВ ТУРБИННЫХ ВОДОВОДОВ САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС

В.Н. Морозов,
И.Л. Краснощеков

Общество с ограниченной ответственностью «Техтрасстрой»,
ул. Гвардейская, д.12, г. Самара,
Российская Федерация, 443051
TTStroy@tts63.ru

Д.Б. Красинский,
И.Л. Павлович

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
sstend@mail.ru

Я.М. Клебанов

Самарский государственный технический университет
ул. Молодогвардейская, 244,
г. Самара, Российская Федерация, 443100
klebanov@samgtu.ru

Приведены результаты предварительных работ по обеспечению заданных динамических характеристик аварийно-ремонтных затворов турбинных водоводов Саяно-Шушенской ГЭС. Работы выполнялись в связи с индустриальной техногенной катастрофой, произошедшей 17 августа 2009 года на ГЭС. Согласно акта технического расследования причин аварий гидроприводы затворов напорных водоводов турбин не сработали и персонал станции в ручном режиме закрывал их.
На данном этапе модернизации ГЭС установлены более жесткие требования по времени и характеру движения штока гидроцилиндра, удерживающего затвор. Приведены результаты гидравлических расчетов гидроцилиндра с диаметром поршня 560 мм, предлагаемого к замене штатного. Установлено что для выполнения технологических операций подъема и удержания затвора в рабочем положении, рабочее давление в штоковой полости должно быть не менее 24 МПа. При аварийном опускании затвора в поток за 30 с, диаметр отверстия в стенке гидроцилиндра для слива масла из штоковой полости через регулятор должен быть не менее 128 мм. Приведены результаты прочностных расчетов гидроцилиндра методом конечно-элементного анализа, согласно которым при выполнении сливного отверстия более 80 мм, в зоне отверстия создаются напряжения, превышающие предел текучести для заданного материала. Предложено несколько вариантов обеспечения заданных характеристик затворов турбинных водоводов ГЭС, в том числе путем автофретирования, использования многослойных корпусов, изменения конструкции поршня цилиндра, применения дегазационных устройств в динамических баках открытого типа. В рамках работы подана заявка и получено положительное решение на патент «Гидроцилиндр с ускоренным выдвижением штока под внешней нагрузкой».

***Ключевые слова**: Гидропривод, гидравлические цилиндры, прочность, гидродинамика*

PROVIDING DYNAMIC PERFORMANCE EMERGENCY REPAIR GATES PENSTOCKS SAYANO-SHUSHENSKAYA HPP

Viktor N. Morozov
Igor L Getting Settled At

Society with Limited Liability
«Tehtrasstroy»
Gvardeyskaya, 12, Samara,
443051 Russian Federation,
TTStroy@tts63.ru ,TTStroy@tts63.ru

Dmitry B. Krasinski
Igor L. Pavlovich

Samara State Aerospace University
Moskovskoe shosse, 34, Samara,
443086, Russian Federation,
sstend@mail.ru

Yakov M. Klebanov

Samara State Technical University
Molodogvardeyskaya street, 244,
Samara,
443100Russian Federation,
klebanov@samgtu.ru

The results of preliminary work on providing dynamic performance emergency repair gates penstocks Sayano-Shushenskaya HPP. The works were performed in connection with an industrial catastrophe that occurred on 17 August 2009 at the HPP. According to the act of technical investigation of causes of accidents hydraulic valves pressure water conduits turbines did not work and the staff of the station in the manual mode, closed them. At this stage of modernization HPP installed tighter requirements on time and character of movement of the piston rod cylinder, holding the shutter. The results of hydraulic calculation of cylinder piston diameter 560 mm proposed for the replacement of staff. It is established that for technological operations lifting and holding down the shutter is in the working position, working pressure in the rod end must not be less than 24 MPa. Emergency lowering valve in the flow of 30, the diameters of the holes in the wall of the cylinder to drain the oil from the rod end through the regulator should be at least 128 mm. The results of calculations of hydraulic method, finite element analysis, according to which when executed drain more than 80 mm, in the area of the hole created voltage exceeding the limit of fluidity for the given material. Options to ensure the specified characteristics gates penstocks HPP, including by автофретирование, use of multilayered cases, changing the design of the piston of the cylinder, use degassing devices in a dynamic tanks of open type.Within the work is submitted and received a positive decision on a patent «Cylinder with accelerated by the introduction of a rod under external loading.

Key words: *Hydraulic actuators, hydraulic cylinders, strength, hydrodynamics*

УДК 621.524.628.5

Н.С. Чернов

Тольяттинский государственный университет
ул. Белорусская, 14,
г. Тольятти, Самарская обл.,
Российская Федерация,
445667
N.Chernov@tltsu.ru

А.В. Васильев

Самарский государственный технический университет
ул. Молодогвардейская, 244,
г. Самара, Российская Федерация, 443100
avassil62@mail.ru

В.П. Мурановский

ООО Волжский машиностроительный завод (ВМЗ)
Северная улица, 111.
г. Тольятти, Самарская область,
Российская федерация,
445024
VP.Muranovckiy@vaz.ru

ПУТИ СНИЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Рассмотрены проблемы и пути снижения колебаний давления и вибрации в трубопроводных системах энергетических установок. Описаны теоретические основы динамического виброгашения. Рассмотрены разработанные авторами конструкции гасителей колебаний давления. Применение разработанных гасителей колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок позволяет значительно снизить вибрацию, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

***Ключевые слова**: Вибрация; колебания давления; трубопроводные системы, гасители пульсаций давления*

1 Введение

Надежность работы гидропневмосистем энергетических установок (ЭУ) в значительной степени зависит от создания и применения высокоэффективных трубопроводных систем с применением гасителей колебаний давления. Технический процесс в развитии трубопроводных систем предъявляет высокие требования к безопасности и надёжности работы ЭУ [1-5].

Практика эксплуатации трубопроводных систем показала причины повреждения оборудования и типичные неисправности, нарушающие условия его нормальной эксплуатации и безопасной работы:

- механические разрушения трубопроводов и конструкций трубных соединений при перепадах внутреннего давления, действиях внешних сил, коррозии и изменения температуры;
- поломки таких узлов, как насосы, компрессоры, вентиляторы и теплообменники;
- неисправности в системе контроля (датчики давления и температуры, индикаторы уровня, расходомеры, приборы управления);
- неисправности в системе безопасности (предохранительные клапаны, системы сброса давления, предохранительные разрывные мембраны);
- нарушения сварных швов и соединительных фланцев.

Анализ аварийных ситуаций в трубопроводных системах различного назначения показывает, что практически каждое из этих событий, способных вызвать крупную аварию, может быть следствием из-

менений режима давления из-за волновых и ударных процессов.

Рабочая среда-теплоноситель в трубопроводах технологического оборудования имеет ряд особенностей: высокие температуры и температурные градиенты, значительные скорости потока, высокие давления. В наиболее узких сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 12 – 14 м/с, газообразного 100 – 150 м/с, давление 16 – 35 МПа, температура 300 – 400 °С. Процессы в главных циркуляционных трубопроводах характеризуется значительными нестационарными расходами теплоносителя и интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками.

Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов трубных соединений ЭУ, в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов. Поэтому каждый случай появления вибрации трубопровода требует квалифицированного анализа.

Основными источниками вибрации трубопроводов, в большинстве случаев, являются динамические нагрузки вращающихся элементов ЭУ, а также пульсирующий поток теплоносителя. Пульсации потока вызывают вибрации трубопроводов, связанных с ними оборудования и опорных конструкций, частота колебаний которых близка к частотам колебаний давления.

Существенный вклад в генерацию вибраций вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Возникновению колебаний способствует наличие крутых поворотов технологических трубопроводов, изгибов и разветвлений. При этом весьма высокие амплитуды колебаний имеют место при образовании в трубопроводных системах стоячих волн, которые создаются при отражении периодических импульсов давления в теплоносителе от неровностей трубопроводов. Возникновение колебаний давления в теплоносителе обусловлено, как показывают исследования, акустическими явлениями. Особенно опасны условия акустического резонанса, когда частота импульсов давления от источников такова, что на каком-либо участке трубопровода укладывается целое число четвертей длин волн давления.

Уровень вибрации трубопроводов ЭУ тем выше, чем интенсивнее проходят колебательные газодинамические процессы. Снижение интенсивности этих процессов определяющим образом влияет на общее снижение шума и вибрации. Гасители колебаний давления газа, или иначе гасители газовых пульсаций, представляющие собой, как правило, систему расширительных камер, связанных между собой соединительными трубками, являются, таким образом, одним из наиболее эффективных средств для снижения вибрации в газоводах энергетических установок. Поэтому проблема создания высокоэффективных трубопроводных систем для ЭУ не теряет актуальности в настоящее время. В настоящей статье рассмотрены теоретические основы динамического виброгашения, описаны разработанные авторами конструкции гасителей колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок.

2 Теоретические основы динамического виброгашения

Динамическое гашение есть метод вибрационной защиты посредством присоединения к защищаемому объекту дополнительной, значительно меньшей по массе и габаритам колебательной системы, динамическая реакция которой при определенных условиях компенсирует действие возбуждающих сил и тем самым снижает вибрацию самого объекта до установленных пределов. Масса динамического виброгасителя оказывается наиболее важным показателем, и крайне желательно, чтобы эта масса не превышала бы 2…3 % от массы основной системы.

Динамический гаситель, особенно без трения или с малым трением нуждается в точной настройке, при которой его парциальная частота была бы в точности равной частоте возбуждения. Если частота возбуждения не постоянна, то с ее изменением возможно появление дополнительных резонансных пиков, расположенных по обе

стороны от точки настройки. Наличие резонансных, так называемых «боковых частот», крайне нежелательно для многорежимных машин, имеющих широкий диапазон возбуждающих нагрузок. В подобных условиях применение динамического гашения может оказаться нежелательным и даже вредным. Данный недостаток в значительной степени устраняется за счет применения динамических гасителей с достаточно большим сопротивлением, обеспечить которое не всегда удается [3, 5].

Чаще всего динамический гаситель выполняется в виде компактного, достаточно технологичного модуля, в котором роль упругого, демпфирующего и связующего элементов выполняется каким-либо резиноподобным материалом, обладающим большим внутренним сопротивлением. К сожалению, такая конструкция не всегда позволяет обеспечить оптимальное соотношение главных параметров системы - частоты настройки, величины инертной массы и необходимой степени демпфирования. В подобных ситуациях следует использовать конструкции, использующие гидравлическое сопротивление, возникающее, например, при продавливании рабочей жидкости через малые калиброванные отверстия. Такие конструкции (см., например, [3]) позволяют варьировать коэффициентами сопротивления в весьма широких пределах, а использование в качестве рабочей жидкости силиконовых масел обеспечивает постоянство этих коэффициентов в широком диапазоне температур, возможных в эксплуатации. Подобный виброгаситель выполнен в виде герметично закрытого цилиндра, заполненного рабочей жидкостью, в котором может совершать вибрационное перемещение инертная масса, выполненная в виде поршня и связанная с цилиндром системой пружин. Эквивалентная жесткость системы пружин определяется по формуле: $C_Э = \omega_0^{\,2} \cdot \mathrm{m_П}$, где $m_Ї$ - масса поршня и ω_0 - круговая частота настройки гасителя.

Коэффициент сопротивления в системе гасителя определяется по формуле:

$\mu = 128\,\eta\,L\,\sigma^2 / \pi\,(n\,d)^4$, где L – длина продольных сквозных отверстий, выполненных в поршне, n и d – число и диаметр таких отверстий, η - динамическая вязкость рабочей жидкости, σ - площадь поперечного сечения поршня.

Чтобы исключить влияние температурных деформаций, рабочая жидкость должна находиться под некоторым избыточным давлением, которое создается при сборке и поддерживается за счет упругой деформации самого цилиндра.

Очевидно, что эффект динамического гашения исключается при исчезающе малых или, напротив, при бесконечно больших коэффициентах сопротивления. Отсюда возникает проблема оптимизации вязкого сопротивления: чрезмерное увеличение сопротивления сверх оптимального может привести к существенному снижению эффективности динамического гашения.

Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания в условиях динамического гашения, имеют вид:

$$m_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} x_1(t) + (c_1 + c_2) \cdot x_1 \cdot (t) + \mu \cdot (v_1(t) - v_2(t)) - c_2 \cdot x_2\,(t) = Q \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} x_2 + c_2 \cdot (x_2(t) - x_1(t)) + \mu \cdot (v_2(t) - v_1(t)) = 0\ , \qquad (2)$$

Обозначения: m_1, m_2, c_1, c_2, x_1, x_2 - массы, коэффициенты жесткости и обобщенные координаты основной системы и системы гасителя; ω - частота возбуждения; μ - коэффициент сопротивления в системе гасителя; v_1, v_2 – виброскорости масс; $\beta = m_2 / m_1$; $\alpha = \dfrac{c_2}{c_1}$; $n_0 = \dfrac{\mu}{2m_2}$ - коэффициент демпфирования в системе гасителя; $n = n_0 / \omega_0$ - коэффициент относительного демпфирования; $\omega_0 = (c_1 / m_1)^{0.5}$ – собственная частота колебаний основной системы (без гасителя); A - амплитуда колебаний основной системы.

3 Конструкции гасителей колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок

Для предотвращения разрушения трубопроводов и повышения эксплуатационной надежности трубопроводных систем, предлагаются разработанные авторами и испытанные конструкции гасителей колебаний давления (рисунки 1 и 2).

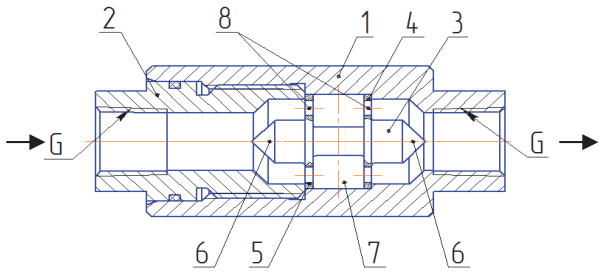


Рисунок 1. Гаситель колебаний давления (исполнение - I):
1 – входной патрубок, 2 – выходной патрубок, 3 – сердечник, 4 и 5 – фланцы сердечника, 6 – конические вершины сердечника, 7 – кольцевая канавка, 8 – отверстия фланцев 4 и 5, G – обозначение резьбы (по ГОСТ 6357-81)

Гаситель колебания давлений (исполнение - I) состоит из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с фланцами 4 и 5 коническими вершинами 6 и кольцевой канавкой 7. Фланцы 5 и 6 снабжены отверстиями 8.

Гаситель колебания давлений работает следующим образом. Среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок. Пройдя через отверстие 8 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 7, снижается скорость прохождения среды вторично, и тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. Затем среда через отверстия фланца 5 без колебаний давления и пульсаций подается к исполнительным механизмам или к измерительным приборам.

Диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка.

Кольцевая канавка 7 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 8 фланца 4 с турбулентным в кольцевой канавке 7, что повышает эффективность гашения колебаний [6].

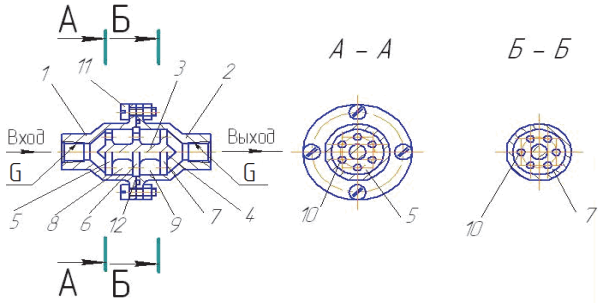


Рисунок 2. Гаситель колебания давления (исполнение - II):
1,2 – входной и выходной патрубки; 3 – сердечник; 4 – коническая вершина сердечника; 5 – входной фланец; 6 – промежуточный фланец; 7 – выходной фланец; 8, 9 – кольцевые канавки; 10 – отверстия во фланцах; 11 – винты крепления патрубков 1 и 2; 12 – кольцевые канавки патрубков 1 и 2, G – обозначение резьбы (по ГОСТ 6357-81)

На рисунке 2 представлен гаситель колебания давления (исполнение - II); на сечении А-А входной фланец сердечника с отверстиями, на сечении Б-Б выходной фланец со смещенными отверстиями. Гаситель колебания давлений состоит из корпуса, выполненного из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с коническими вершинами 4 содержащий входной фланец 5, промежуточный фланец 6 и выходной фланец 7 образующие кольцевые канавки 8 и 9, которые могут быть выполнены полукруглой или прямоугольной. Фланцы 5,6 и 7 снабжены отверстиями 10. Отверстия входного фланца 5 и промежуточного фланца 6 расположены оппозитно друг другу, а отверстия выходного фланца 7 относительно промежуточного фланца 6 смещены на 15…30 градусов по оси гасителя и имеют разные диаметры расположения. Патрубки 1 и 2 выполнены разъемными и закреплены между собой винтами 11. Промежуточный фланец 6 устанавливается в кольцевые канавки 12 патрубков 1 и 2.

Гаситель колебания давлений работает следующим образом. Рабочая среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок 1. Пройдя через отверстия 10 входного

фланца 5 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 8, снижается скорость прохождения среды, тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. Затем среда через отверстия промежуточного фланца 6 поступает в кольцевой канал 9, где снижается скорость прохождения среды вторично, и без колебаний давления и пульсаций через выход патрубок 2 к энергетическим установкам или измерительным приборам. Смещение отверстий выходного фланца 7 на 15…30 градусов по оси гасителя и выполнение их на разных диаметрах расположения позволяет дополнительно снизить колебания давления и пульсации рабочей среды. Форма кольцевых канавок в поперечном сечении может быть выбрана конструктивно в зависимости от условий работы гасителя колебаний. Как показали испытания наиболее эффективными формами каналов при этом являются полукруглая или прямоугольная.

Для сохранения ламинарности потока рабочей среды диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка 1. Кольцевая канавка 8 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 10 входного фланца 5 с турбулентным в кольцевой канавке 8, затем вторичное снижение колебаний и пульсаций в кольцевой канавке 9 повышается эффективность гашения колебания давлений на 40-50% [7].

Технические характеристики гасителей:

1. Номинальное давление среды (жидкости или газа): 25 МПА;
2. Условный проход Dy 15, 20, 25, 32, 40, 50;
3. Снижение пульсаций давления на входе и выходе: в 3-4 раза;
4. Присоединительные размеры, мм:

-к измерительным приборам: М12х1,5; М20х1,5;

-для подвода среды к гасителю трубами ГОСТ 9567-75 (диаметры труб в мм): 6, 10, 12, 16, 22, 28, 34, 42;

-трубами ГОСТ 3262-75 с условным проходом (Dy15, 20, 25, 32, 40, 50): G1/2; G3/4; G1; G11/4; G11/2; G2 (обозначение резьб по ГОСТ 6357-81).

Опыт внедрения вышеописанных конструкций гасителей давления в трубопроводных системах ЭУ в условиях ОАО "АВТОВАЗ" позволяет сделать вывод об их достаточно высокой эффективности.

4 Заключение

Применение разработанных гасителей колебаний давления в трубопроводных системах ЭУ позволяет снизить и сгладить пики давления с высокой пульсацией, тем самым снизить перегрузки на элементы ЭУ, предотвратить их вывод из строя, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Полученные результаты могут быть использованы и применены в организациях, предприятиях и учреждениях, разрабатывающих и эксплуатирующих стационарные и передвижные энергетические установки, в том числе в различных отраслях производства, при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам и др. при решении задач по уменьшению вибрации и механического шума энергетических установок путем использования принципа динамического гашения колебаний.

Список использованных источников

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
2. Чернов Н.С. Гаситель колебаний давления в гидросистемах энергетических установок / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сб. трудов Международной научно-технической конференции Т.7. – Тольятти. 2011 – с. 159-162.
3. Васильев А.В. Снижение вибрации энергетических установок и присоединительных механических систем и использованием виброопор и виброгасителей / А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С. Чернов // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сб. трудов Международной научно-технической конференции Т.6. – Тольятти. 2013 – с. 103-107.

4. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. В ежемесячном научном журнале "Наука - производству", №8, август 2004 г., с. 68-70.
5. Глейзер А.И., Васильев А.В. Вибродемпфирование и динамическое гашение колебаний энергетических машин и установок. Безопасность в техносфере. 2011.№ 3. С. 35-37.
6. Патент 2459998 Российская федерация, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний давления / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель «Тольяттинский государственный университет» - №2011109723/06, заявл. 15.03.2011, опубл. 27.08.2012, Бюл. №24 – 6 с: ил.
7. Патент 2459999 Российская федерация, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний давления / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель «Тольяттинский государственный университет» - №2010150778/06, заявл. 10.12.2010 опубл. 27.08.2012, Бюл. №24 – 5 с.

Nikolay S. Chernov

Togliatti State University
Belorusskaya, 14,
Togliatti, Samara Region,
445667, Russian Federation
N.Chernov@tltsu.ru,

Andrey V. Vasilyev

Samara State Technical University
Molodogvardeyskaya Str., 244,
Samara, 443100, Russian Federation
avassil62@mail.ru

Valeriy P. Muranovskiy

OOO Volga Machine Works (VMW)
Severnaya street, 111,
Togliatti, Samara Region,
Russian Federation, 445024
VP. Muranovckiy@vaz.ru

THE WAYS OF REDUCTION OF PRESSURE FLUCTUATIONS IN PIPELINE SYSTEMS OF POWER PLANTS

Problems and the ways of reduction of the pressure oscillations and vibration in pipeline systems of power plants are considered. Theoretical basics of dynamical vibration damping are described. Constructions of pressure oscillations dampers developed by authors are considered. Application of developed constructions of pressure oscillations dampers in pipeline systems of power plants allows significantly reduce vibration, increase efficiency, reliability and resource of operation of industrial equipment.

Key words: *Vibration; pressure fluctuations; pipeline systems, pressure oscillations dampers*

References

1. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Foundations of Vibration and Acoustics: book – St.-Petersburg, Polytechnika, 2000. – p. 482 (in Russian).
2. Chernov N.S. Damper pressure in hydraulic power plants / N.S. Chernov, A.V. Vasilyev , V.P. Muranovskiy // Ecology and life safety of industrial and transport complexes : Sat Papers of the International Scientific and Technical Conference V.7 . - Togliatti . 2011 - p. 159-162 .
3. Vasilyev A.V. Reduced vibration and connecting power plants and mechanical systems using vibration dampers and dampers / A.V. Vasilyev, A.I. Glaser , N.S. Chernov // Ecology and life safety of industrial and transport complexes : Sat Papers of the International Scientific and Technical Conference V.6 . - Togliatti . 2013 - p. 103-107 .
4. Vassiliev A.V. Reduction of Low Frequency Vibration of Pipelines of Power Plants. In Monthly Scientific Journal “Science – to Production”, No 8, August 2004, pp. 68-70 (in Russian).
5. Gleyzer A.I., Vasilyev A.V. Vibration Damping and dynamic oscillations reduction of energetic machines and plants. Safety in Technosphere. 2011 No 3, pp. 35-37.
6. Patent 2459998 Russian Federation, IPC F16L 55/ 04. Damper pressure / N.S. Chernov, A.V. Vasilyev, V.P. Muranovskiy; applicant and patentee “Togliatti State University” - № 2011109723/06 , appl. 15.03.2011, publ. 27.08.2012, Bull. Number 24-6 : il.
7. Patent 2459999 Russian Federation, IPC F16L 55/ 04. Damper pressure / N.S. Chernov, A.V. Vasilyev, V.P. Muranovskiy; applicant and patentee “Togliatti State University” - № 2010150778/06 , appl. 10.12.2010, publ. 27.08.2012, Bull. Number №24. -5p.

УДК 621.813.534.933

РАЗНОШАГОВОСТЬ ЗУБЬЕВ ДВУХПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КАК СПОСОБ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ УПРУГИХ СИСТЕМ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

М.И. Курушин,
В.Б. Балякин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
okm@ssau.ru

С.А. Курушин

ЗАО «Смартек»
ул. Буянова, 1,
г. Самара, Российская Федерация, 443041

При доводке авиационных турбовинтовых двигателей имели место случаи усталостного разрушения отдельных элементов ротора компрессора, а именно: обрыв верхней части пера рабочих лопаток третьей ступени; трещины по внутреннему полотну дисков компрессора ряда ступеней; разрушение обода дисков третьей и седьмой ступеней. Экспериментальными исследованиями было установлено, что причиной усталостного разрушения лопаток и внутреннего полотна дисков компрессора явились резонансные колебания в зоне рабочих оборотов с достаточно высоким уровнем переменных напряжений, а источником, вызывающим интенсивные колебания элементов компрессора, является внутренняя динамика зацепления центральной шестерни редуктора при однопарным зацеплением с сателлитами. В данном исследовании приводится аналитическое решение задачи по динамическому возбуждению от параметрического изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления. Предлагается использовать разношаговость двухпарного зацепления как способ борьбы с вибрацией упругих систем с зубчатыми колёсами.

Ключевые слова: *Центральная шестерня; сателлит; двухпарное зацепление; вибрация; разношаговость зубьев*

TEETH PITCH VARIATION IN DOUBLE PAIR MESHING AS A METHOD OF COMBATING VIBRATIONS IN ELASTIC SYSTEMS WITH GEARWHEELS

Mikhail I. Kurushin,
Valery B. Balyakin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
okm@ssau.ru

Stepan A. Kurushin

ZAO Smartek
1, Buyanova Street, 443041, Samara, 443041, Russian Federation

There have been occurrences of fatigue fracture of some elements of the compressor rotor of aviation turboprop engines during development tests. These fatigue failures include strip of the tip of rotor blades of the third stage, cracks on the central parts of compressor dicks, rim fracture of disks of the third and seventh stages. Experimental investigations show that the reason for the fatigue failure of blades and cracking of compressor disks is resonance vibrations at working rotations of the rotor that have quite high levels of stress fluctuations. The source of these intense vibrations of elements of the compressor was determined to be the internal dynamics of the one tooth mesh of the central gearwheel with planet gears in the gearbox of the engine. An analytical solution of the problem on dynamic excitation of teeth through parametric variation of the rigidity of teeth during the process mesh is given in this investigation. This paper proposes to use pitch variation of teeth in double pair mesh as a method to combat vibrations in elastic systems with gearwheels.

Key words: *Central gearwheel; planet gear; double pair meshing; vibration; teeth pitch variation*

УДК 622.691

М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
emasamsra@gmail.com

А.Н. Крючков

Институт акустики машин при СГАУ
Московское шоссе, 34, корп. 14, оф. 324, 320,
г. Самара, Российская Федерация, 443086
kan@ssau.com

К.Ю. Шабанов

ООО «Газпром трансгаз Самара»
ул. Ново-Садовая, д. 106 «А», строение 1,
г. Самара, Российская Федерация, 443068
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ С УЧЁТОМ ИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ

Предложена концепция проектирования гасителей пульсаций давления газового потока на выходе регуляторов давления. Сформулированы принципы работы такого гасителя, включающего дроссельные шайбы с большим и малым сопротивлением, а также успокоитель (вихрегаситель) потока на выходе. Представлены также рекомендации по выбору диаметра и количества проходных отверстий дроссельных шайб. Предложена последовательность выбора параметров гасителя, содержащая этапы предварительного газодинамического расчета параметров шайб на основе формулы Сен-Венана-Венцеля и окончательного, производящегося на основе численного моделирования. Представлен гаситель пульсаций, разработанный по предложенной методике.

***Ключевые слова**: Пневматические и газовые системы; регуляторы давления газа; газораспределительные станции; аэродинамический шум; дросселирование газа; акустическая мощность.*

1 Введение

Важной проблемой, связанной с эксплуатацией газораспределительных станций и узлов, являются повышенные уровни шума и вибрации, вызванные высокоскоростной струей газа, вытекающей из регуляторов давления. Наличие такой интенсивной струи обусловлено высокими перепадами давления (свыше 3…4 МПа), срабатывающими на регуляторах давления газа.

Регуляторы давления (РД) газа предназначены для снижения и поддержания давления газа на заданном уровне [1]. Дросселирование потока происходит в самом узком сечении РД. В большинстве случаев (при критическом перепаде) скорость в этом сечении оказывается сверхзвуковой. Источником шума всей системы является струя газа, на выходе из РД (рисунок 1).

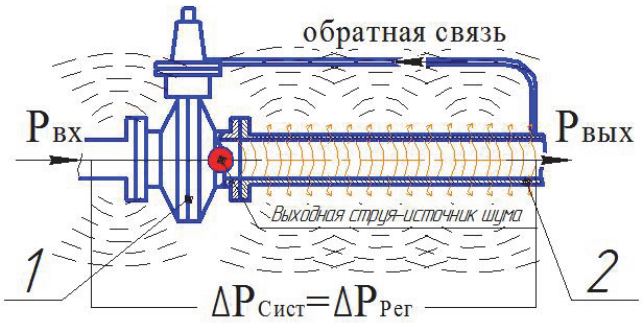


Рисунок 1. Шумообразование в трубопроводной системе с регулятором давления газа:
1-регулятор, 2-выходной трубопровод

Наиболее эффективным средством снижения шума работы РД является установка на его выходе гасителей пульсаций давления [2]. Гаситель должен эффективно снижать шум регулятора при этом не должна изменяться пропускная способность РД.

2 Теоретические основы разработки ГПД

Шумы газодинамического происхождения носят случайный характер и обычно наблюдаются в широком спектре частот. Интенсивность газодинамического шума повышается с увеличением скорости потока и достигает максимальных значений при звуковых и сверхзвуковых скоростях движения среды.

Акустическая мощность $W_{ак}$, излучаемая струей, пропорциональна скорости струи в 6-8 степени (в зависимости от числа Маха), квадрату плотности газа в струе и квадрату диаметра струи [3]:

$$W_{ак} = k_0 \frac{\rho_c^2 V^8 D^2}{\rho_o V_{зв}^3} \qquad (1)$$

где k_0 - коэффициент пропорциональности; ρ_c - плотность потока, кг/м^3; V - скорость потока, м/с; D - диаметр струи, м; $V_{зв}$ - скорость звука, м/с.

Следовательно, добиться снижения шумности высокоскоростных турбулентных струй возможно за счет:

- снижения скорости струй;
- уменьшения плотности газа в струях;
- уменьшения их диаметров;
- ступенчатого понижения давления.

3 Методика разработки ГПД

Как уже отмечалось выше, наиболее эффективным решением проблемы шума и вибрации трубопроводной арматуры является установка гасителя пульсаций давления на выходе регулятора, выполняющего следующие функции:

1. уменьшение перепада давления на регуляторе и, тем самым, снижение максимальной скорости потока в регуляторе;
2. ступенчатое дросселирование общего перепада давления в целях снижения скорости газа в элементах гасителя;
3. разбивку и дробление потока в целях смещения частоты максимума звукоизлучения струй в высокочастотную область.

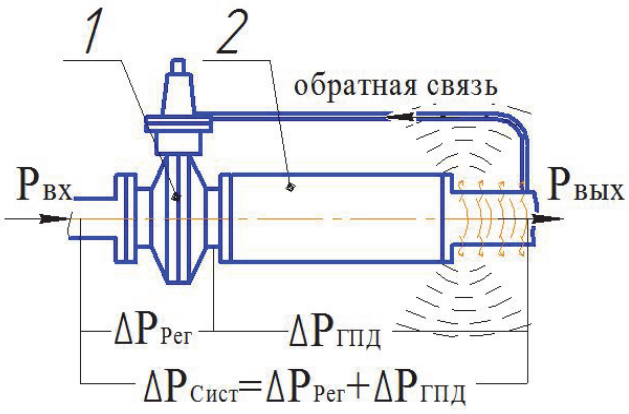


Рисунок 2. Фрагмент трубопроводной системы с регулятором (1) и гасителем пульсаций (2)

В зависимости от выходного давления РД рассчитаем по методике, изложенной в [4] генерируемый регулятором уровень звукового давления на определенном расстоянии от выходной трубы (рисунок 3). Данная методика учитывает также различные режимы возбуждения шума в клапане в зависимости от структуры течения газа (аэродинамические режимы), границы которых также показаны на рисунке 3. На графике видно, что имеется такое выходное давление $P_{вых}^{крит.}$ (при постоянном $P_{вх}$), при котором наблюдается максимальный уровень звукового давления. Поэтому перепад на ГПД должен выполнять несколько условий:

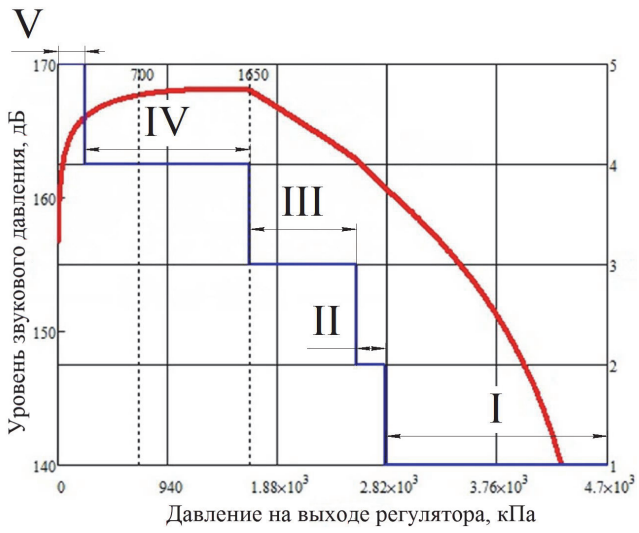


Рисунок 3. График изменения уровня акустического давления РД (цифрами указаны аэроакустические режимы работы РД)

- перепад должен быть таким, чтобы давление на выходе из регулятора

$$P_{вых}^{Рег} > P_{вых}^{крит.} \quad . \qquad (2)$$

- перепад на гасителе не должен ограничивать пропускную способность всей системы в целом (РД+ГПД).

После выбора перепада давления на ГПД необходимо выбрать количество его ступеней дросселирования (дроссельных шайб), с учётом того, что для выполнения вышеуказанных функций гаситель должен состоять из 3-х частей, а именно:

1) разгрузочной (уменьшающей перепад на РД) части (с требуемым по условию (2) перепадом), включающий пакет из 1-2 дроссельных шайб; перепад давления на данных шайбах должен составлять 85 …90 % от общего перепада на ГПД;

2) разбивающей (рассекающей) поток и содержащей серию шайб (пакет шайб из 4 – 7 дроссельных шайб в зависимости от требуемой эффективности ГПД) с малым перепадом давления, перепад давления на данных шайбах должен составлять не более 10…15 % от общего перепада на ГПД ;

3) успокаивающей (вихрегасящей) поток, содержащей струевыпрямитель, на котором должен срабатывать минимально возможный перепад давления.

После распределения перепадов по ступеням необходимо предварительно определить диаметр и количество отверстий на каждой дроссельной шайбе, используя формулу Сен-Венана-Венцеля [5], для определения массового расхода потока:

$$G = F \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot P_1 \cdot \rho_1 \cdot \left[\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

где F - суммарная площадь отверстий в шайбе; μ - коэффициент расхода; k - показатель адиабаты; P_1 - входное давление; ρ_1 - плотность газа на входе; β - коэффициент отношения давления после шайбы к давлению после.

Выбор диаметра и количества отверстий в дроссельных шайбах необходимо проводить таким образом, чтобы скорость газа в отверстиях, с одной стороны, была меньше скорости звука (это требование актуально для разгрузочных шайб) и, с другой стороны, плавно снижалась для всех дроссельных шайб до минимально возможного уровня, определяемого сечением выходного трубопровода. Диаметр отверстий должен быть как можно меньший в целях более эффективного дробления потока. Однако существуют технологические и эксплуатационные ограничения данного диаметра. Первые связаны с трудностью и значительной трудоемкостью изготовления отверстий с диаметрами менее 1 мм, а вторые – с возможностью их засорения и закупорки конденсатом.

Найденное количество отверстий считается приблизительным и уточняется в ходе виртуального моделирования каждой шайбы в отдельности в программном пакете ANSYS Fluent. После такие же расчеты проводятся с целой моделью (рисунок 4).

Граничными условиями являются массовый расход и давление на выходе для каждой шайбы отдельно.

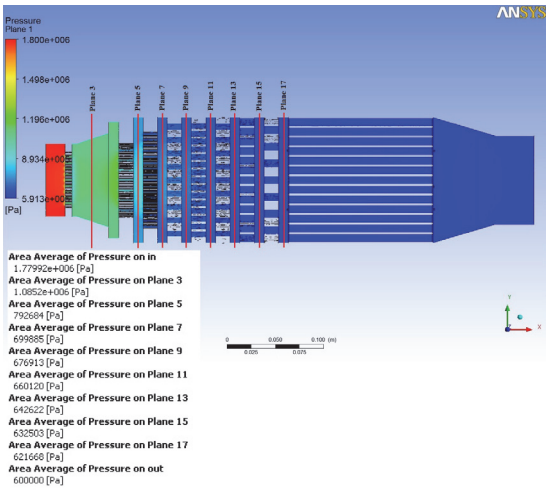


Рисунок 4. Перепад давления на гасителе при массовом расходе 2,5 кг/с

Таким образом, предложен алгоритм разработки ГПД, показанный на рисунке 5.

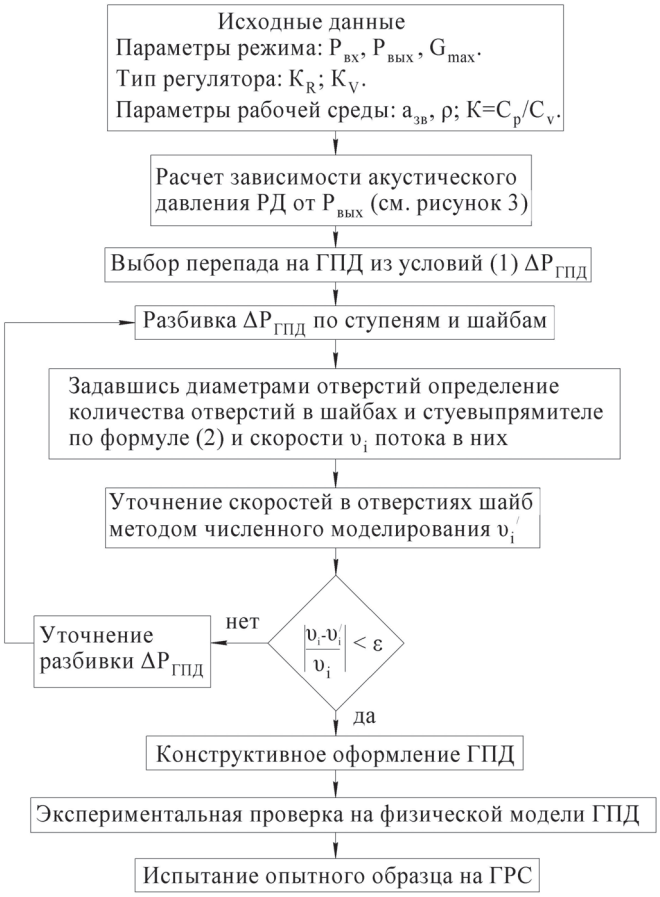


Рисунок 5. Алгоритм разработки ГПД

Принятые обозначения:

$P_{ВХ}$ - давление на входе в гаситель, Па;

$P_{ВЫХ}$ - давление на выходе из гасителя, Па;

G_{max} - максимальный массовый расход, кг/с;

K_V - коэффициент расхода;

K_R - коэффициент восстановления давления;

$a_{зв}$ - скорость звука в среде, м/с;

ρ - плотность среды, кг/м^3;

K - коэффициент адиабаты;

υ_i - скорость потока, м/с;

υ_i' - уточненная скорость потока, м/с;

ε - допустимая погрешность,

На на рисунке 6 показан гаситель пульсаций спроектированный по данному алгоритму для $P_{вх}$=4,7 МПа, $P_{вых}$=0,7 МПа , G=2,5 кг/с, рабочее тело-метан. Испытание физической модели устройства показали эффективность ГПД, составляющую 34дБА.

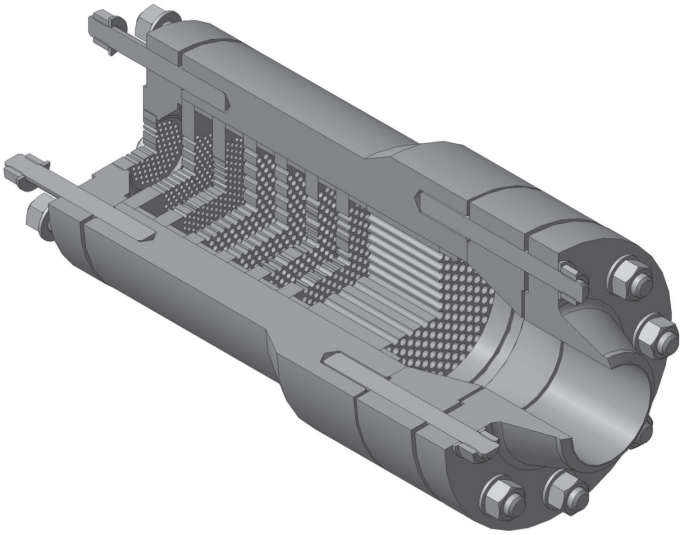


Рисунок 6. Вид в разрезе ГПД
для ГРС средней производительности
(дроссельные шайбы и струевыпрямитель)

4 Заключение

Предложен метод разработки гасителей пульсаций за регуляторами давления, в основе которого лежит принцип ступенчатого дросселирования совместно с выравниванием и успокоением выходного потока. Метод апробирован на гасителе для регулятора давления газа газораспределительной станции средней производительности.

Благодарность

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Список использованных источников

[1] Арзуманов, Э.С., (1985) Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. Машиностроение. 256 с.

[2] Юдин, Е.Я., (1985) Борьба с шумом на производстве. Машиностроение. 400 с.

[3] Иоффе, В.К., (1979) Справочник по акустике. Связь.

[4] ANSI/ISA-75.17-1989 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction, ISBN 1-55617-207-9. 32 pp.

[5] Дейч, М.Е., (1961) Техническая газодинамика. Госэнергоиздат. 671 с.

Mikhail A. Ermilov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34,
Samara,
443086, Russian Federation
emasamara@gmail.com

Alexander N. Kruchkov

The Machine Acoustic Institute, SSAU
Moskovskoe shosse, 34
campus building 14, office 324,320
Samara,
443086, Russian Federation
kan@ssau.com

Konstantin U. Shabanov

LLC "Gazprom Transgaz Samara"
Samara, Novo-Sadovaya, 106 "A"
Building 1
Samara,
443068, Russian Federation
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

THE DEVELOPMENT OF THE PRESSURE PULSATION DAMPER FOR THE GAS PRESSURE REGULATORS WITH AN ACCOUNT OF OPERATION PARAMETERS

The conception of projecting of the gas flow pulsation dampers at the outlet of the pressure regulator is offered. It is formulated the operational principle of this damper, which contains the orifice with high and low resistance and also the stabilizer (vortex damper) of an outflow . Future references for choosing of the diameter and the amount of passages in the orifices are also done. It is proposed the sequence of choosing the damper parameters, which contains the stages of tentative gasdynamic calculation of the plain washer parameters on basis of the Saint-Venant-Wenzel formula and the final modeling, produced on basis of the numerical simulation. It is presented the pulsation damper, which was developed by the offered method.

Key words: *Pneumatic and gas systems, gas pressure regulator, gas-distribution station, aerodynamic noise, gas throttling, sound power*

References

[1] Arzumanov, E.S., (1985) Gidravlicheskie reguliruushie organy sistem avtomaticheskogo upravleniya [Hydraulic regulating elements of automatic control systems]. Mashinostroeniye- Mechanical industry. 256 pp. (in Russian)

[2] Udin, E.Y., (1985) Borba s shumom na proizvodstve [Noise control at manufacture]. Mashinostroeniye- Mechanical industry. 400 pp. (in Russian)

[3] Joffe, V.K., (1979) Spravochnik po akustike [Reference book on acoustics]. Svyaz- Contact. (in Russian)
ANSI/ISA- 75.17-1989 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction, ISBN 1-55617-207-9. 32 pp.

[4] ANSI/ISA-75.17-1989 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction, ISBN 1-55617-207-9. 32 pp.

[5]Deitch, M.E., (1961) Technicheskaya i gazovaya dinamika [Technical and gas dynamics]. Gosenergoizdat- State energy publisher. 671 pp. (in Russian)

УДК 621.65/69

РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А.В. Васильев

Самарский государственный технический университет
Молодогвардейская ул., 244, г. Самара, Российская Федерация, 443100
avassil62@mail.ru

Энергетические установки различных типов широко используются в современном машиностроении, энергетике, химической промышленности и в других отраслях, а также на транспорте и в бытовых условиях. При этом вибрация и связанный с ней механический шум энергетических установок и присоединенных механических систем (трубопроводов, агрегатов и др.) являются факторами, оказывающими существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры при эксплуатации энергетических установок и присоединенных механических систем. Их воздействие может вызвать целый ряд негативных последствий. Описаны разработанные автором методологические основы классификации методов комплексного снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем. По энергетическому критерию предложено классифицировать методы снижения вибрации на пассивные, активные и гибридные (активно-пассивные). Описаны предложенные автором технические решения по снижению вибрации и результаты их апробации, показывающие их достаточно высокую эффективность.

Ключевые слова: *Энергетические установки; механические системы; вибрация; снижение, классификация*

1 Введение

Стационарные и передвижные энергетические установки (двигатели транспортных средств, насосы, компрессоры, вентиляторы, воздуходувки, теплообменники, стационарные двигатели и пр.) широко используются в различных отраслях (машиностроение, транспорт, энергетика, химическая промышленность и др.), при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам, в жилищно-коммунальном хозяйстве, быту. При этом вибрация и связанный с ней механический шум энергетических установок и присоединенных механических систем (трубопроводов, агрегатов и др.) являются факторами, оказывающими существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры при эксплуатации энергетических установок [1-8]. Их воздействие может вызвать целый ряд негативных последствий: разрушение деталей и узлов энергетических установок и трубопроводов, соединений трубопроводов и аппаратов, нарушение герметичности уплотнений и др. Кроме того, интенсивная вибрация при эксплуатации энергетических установок и механический шум способствуют снижению внимания и увеличению числа ошибок при выполнении работы, оказывают влияние на быстроту реакции, сбор информации и аналитические процессы. В результате наряду с ухудшением здоровья человека происходит снижение безопасности, производительности и качества труда. Вибрация также опасна с точки зрения воздействия на человека ввиду возможного возникновения резонанса колебаний внутренних органов и частей тела человека.

Существенный вклад в генерацию вибраций и низкочастотного звука вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Возникающие при работе энергетических установок и присоединенных механических систем низкочастотные пульсации давления жидкости и газа являются источником интенсивной вибрации и могут вызывать преждевременный износ обору-

дования и негативное воздействие на работников [1-3, 5, 7].

В статье описаны разработанные автором методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем, а также технические решения по снижению вибрации и результаты их апробации.

2. Методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем

В табл. 1 приводятся предлагаемые автором методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем.

Таблица 1. Методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
1.	Общий подход к снижению вибрации энергетических установок	Снижение в источнике возникновения Снижение на путях распространения Индивидуальные средства защиты	Гасители пульсаций Виброзащитные покрытия Виброзащитные перчатки
2.	Пространственная разновидность снижения вибрации энергетических установок	1.1. Одномерное распространение вибрации; 1.2. Двухмерное распространение вибрации 1.3. Трехмерное распространение вибрации 1.3.1. Снижение внутри огражденного объема; 1.3.2. Снижение на открытом пространстве	Гасители вибрации трубопроводов компрессоров Снижение вибрации на поверхности энергетической установки или фундамента помещения Снижение вибрации, генерируемой ДВС, внутри пассажирского салона автомобиля Снижение вибрации энергетических установок на открытом пространстве территории
3.	Периодичность генерации вибрации энергетических установок	Периодическая Непериодическая	Гасители пульсаций давления газа в трубопроводах поршневых машин Виброизолирующие устройства
4.	Энергетический критерий	Пассивные Активные (адаптивные и неадаптивные) Гибридные (активно-пассивные)	Виброизоляция Активные виброизолирующие опоры Гибридный резонатор Гельмгольца
5.	Комплексность снижения вибрации энергетических установок от различных источников	Снижение вибрации одиночного источника Снижение вибрации нескольких источников Комплексное снижение вибрации	Крепление трубопровода Одновременное снижение вибрации автомобильного ДВС и трансмиссии. Устройства комплексного снижения вибрации автомобильного ДВС
6.	Разновидность спектра источника вибрации	Широкополосная вибрация Узкополосная (тональная) вибрация	Демпферы вибрации Резонаторы
7.	Вид энергетической установки	Энергетические установки отдельных транспортных средств	Снижение низкочастотного звука и вибрации в кабине водителя и пас-

			сажирском салоне транспортного средства
		Вибрация стационарных энергетических установок	Виброизолирующие опоры
		Низкочастотная вибрация трубопроводных систем энергетических установок	Гасители пульсаций давления газового потока, виброгасящие опоры

Рассмотрим более подробно предлагаемые критерии классификации.

Общий подход к снижению вибрации энергетических установок

Классическим подходом является разделение методов и средств снижения вибрации по общему принципу (в источнике генерации и на путях распространения) и по назначению методов снижения (коллективная и индивидуальная защита) [1]. В качестве коллективных методов защиты могут быть рассмотрены виброизолирующие покрытия, индивидуальных – виброзащитные перчатки и рукоятки.

Пространственная разновидность Снижения вибрации энергетических установок

Пространственное распределение источников вибрации имеет большое значение при выборе путей снижения. С точки зрения пассивного снижения низкочастотных пульсаций, вызывающих вибрацию трубопроводов энергетической установки, можно использовать акустические фильтры, диафрагмы, и др. Однако в условиях сильных низких частот им присущи серьезные недостатки - сложность изготовления, снижение производительности компрессора, и др. Наиболее применим на практике пустотелый камерный гаситель, или буферная емкость. Наряду с эффективным гашением низкочастотных пульсаций за счет рассеивания энергии колебаний на возбуждение массы газа в объеме гасителя, она отличается простотой конструкции и удобна в эксплуатации.

В качестве примера двухмерной вибрации можно привести вибрирующую плоскую поверхность.

Трехмерной является вибрация в пассажирском салоне автомобиля (огражденное пространство) или на территории жилой застройки (открытое пространство). Снижение трехмерной широкополосной вибрации является весьма сложной задачей.

Периодичность генерации вибрации энергетических установок

Многие источники вибрации генерируют периодические колебания. Одним из основных источников вибрации трубопроводов поршневых компрессоров являются низкочастотные колебания (пульсации) давления газа, распространяющиеся вдоль магистрали трубопровода и возникающие во время переменного всасывания газа в цилиндр ввиду перепада давления между входом в цилиндр и примыкающим трубопроводом.

Энергетический критерий

Энергетический подход учитывает затраты дополнительной энергии на снижение вибрации. По энергетическому критерию можно выделить четыре группы методов снижения вибрации: пассивные, активные, активно-пассивные и гибридные (активно-пассивные) методы.

Пассивные методы снижения вибрации предполагают использование только пассивных элементов, которые не добавляют энергию в систему. Они могут лишь поглощать энергию или изменять импеданс источника так, чтобы нежелательная энергия не создавалась. Поэтому при использовании пассивных методов стабиль-

ные системы не превращаются в нестабильные. Можно привести множество примеров использования пассивных методов (например, использование вибропоглотителей, резонаторов и др.). Использование пассивных методов детально разработано. В настоящее время существует много эффективных и недорогих пассивных решений для снижения вибрации. Одним из наиболее изученных и широко используемых методов снижения вибраций трубопроводов является использование гасителей пульсации давления газа, из которых наиболее распространен пустотелый камерный гаситель, или буферная емкость. Объем, конструкция и место установки емкости в системе выбираются таким образом, чтобы, сдвинув спектр собственных частот колебаний давления газа, не допустить возникновения резонансных колебаний. Уменьшение амплитуды давления в системе происходит также за счет рассеивания энергии колебаний на возбуждение массы газа в объеме гасителя. Кроме того, пустотелый гаситель можно рассматривать и как фильтр, характеризующийся периодически повторяющимися по частоте полосами гашения и пропускания.

В условиях реального производства чаще всего предпочтение отдается дополнительным креплениям вибрирующих участков, как наиболее простому и дешевому инженерному решению, не требующему долгосрочной остановки агрегата, однако применение такого метода может привести к разрушению опор и нарушению жестких связей, на которые передаются усилия, возникающие в местах крепления, поскольку опоры и крепления устанавливаются без тщательного анализа характера вибрации.

Адаптивно-пассивные методы предполагают использование пассивных элементов, которые могут быть подобраны таким образом, чтобы их характеристики могли быть оптимизированы для определенного диапазона условий. Так как адаптивно-пассивные методы построены на пассивных элементах, они не могут добавлять энергию в систему. Наиболее эффективные адаптивно-пассивные решения разработаны для узкополосных применений. Как адаптивно-пассивные конструкции могут быть рассмотрены гасители пульсаций с деформируемыми стенками, например, гаситель колебаний во впускном патрубке двигателя внутреннего сгорания, дно и крышка которого сделаны из упруго деформируемого материала (например, резины). Адаптивно-пассивные конструкции могут быть как узкополосными, так и широкополосными.

Активные методы предполагают использование дополнительной энергии и внесение её в систему. Для работы систем активной компенсации требуются источник энергии и электронный блок преобразования характеристик активного источника. В современной практике снижения вибрации предполагается, что использование активной компенсации целесообразно тогда, когда пассивные методы недостаточно эффективны.

Примером активной компенсации вибрации может служить использование активной виброизолирующей опоры для снижения вибрации при работе автомобильного ДВС.

Разновидностью активных систем компенсации вибрации можно считать регенеративные системы. Регенеративная система возможна только тогда, когда имеющаяся в системе дополнительная энергия больше, чем энергия, необходимая для системы активной компенсации. Использование регенеративных систем активной компенсации представляется весьма привлекательным, так как работа активного компенсатора может быть обеспечена без внешнего источника энергии. Таким образом, эти системы могут являться полностью автономными и самоэнергоприводными.

Гибридные активно-пассивные системы – это, по мнению автора, наиболее перспективный вид устройств снижения вибрации. На практике системы активного снижения вибрации в чистом виде используются относительно редко. Большинство так называемых активных систем являются комбинацией активных и пассивных систем, то есть активно-пассивным гибридом. Например, активные виброизолирующие

опоры обычно состоят из активных и пассивных элементов как последовательно, так и параллельно. Часто так называемая активная опора является близкой к оптимуму пассивной системой с добавленной активной системой для преодоления ограничений пассивной системы.

Комплексность снижения вибрации энергетических установок от различных источников

Под комплексностью в данном случае будем подразумевать, как много источников вибрации заглушается. В зависимости от этого можно различить снижение вибрации одиночного источника, нескольких источников и комплексное снижение.

Простейший случай – это снижение одиночного источника, в качестве которого может рассматриваться, например, вибрация одиночного насоса. Самый сложный случай - комплексное снижение вибрации одной или нескольких энергетических установок, например, нескольких компрессоров и насосов в одном цехе.

Разновидность спектра источника вибрации

Спектры источника вибрации могут сильно отличаться в зависимости от типа энергетической установки. Например, если вибрация энергетической установки является периодической, то для нее характерно наличие одной или нескольких максимальных частотных гармоник, кратных основной частоте работы энергетической установки [1, 7 и др.]. Таким образом, в этом случае значительного снижения общего уровня вибрации энергетической установки можно достичь, снизив вибрацию только одной или двух гармоник.

Вид энергетической установки

Технический прогресс обусловил значительное разнообразие применяемых в промышленности, на транспорте и в быту видов энергетических установок: автомобильные ДВС, стационарные двигатели, компрессоры, насосы, теплообменники, вентиляторы, воздуходувки и пр. Разумеется, каждый отдельный тип энергетической установки требует отдельного подхода при выборе методов снижения вибрации. Например, для снижения вибрации трубопроводов компрессорных установок можно использовать пассивные, активные и гибридные гасители пульсаций, а также виброизолирующие опоры.

3. Разработка методов и технических решений по снижению вибраций энергетических установок и присоединенных механических систем

Классификация методов снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем может базироваться на различных принципах. В широком плане средства защиты от звука и вибрации можно подразделить на средства коллективной и индивидуальной защиты. В первую очередь нужно использовать коллективные средства и методы, которые классифицируются следующим образом:

1. Архитектурно-планировочные методы:
- рациональные виброакустические решения планировок производственных помещений и генеральных планов объектов;
- рациональное размещение технологического оборудования;
- рациональное размещение рабочих мест;
- создание виброзащитных зон.

2. Виброакустические средства:
- средства виброизоляции (в т.ч. виброизолирующие опоры);
- средства вибропоглощения;
- гасители пульсаций;

3. Организационно-технические методы:
- применение технологических процессов с низким уровнем вибрации;
- оснащение виброопасных энергетических установок средствами дистанционного управления и автоматического контроля;
- совершенствование технологии ремонта и обслуживания энергетических установок;

- применение энергетических установок с низким уровнем вибрации, изменение конструктивных элементов энергетических установок и присоединенных механических систем.

- использование рациональных режимов труда и отдыха.

Автором разработан ряд технических решений по снижению вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем [7, 9-15 и др.]. Рассмотрим некоторые из них.

Разработаны конструкции виброгасителей, использующие гидравлическое сопротивление, возникающее, например, при продавливании рабочей жидкости через малые калиброванные отверстия. Такие конструкции позволяют варьировать коэффициентами сопротивления в весьма широких пределах, а использование в качестве рабочей жидкости силиконовых масел обеспечивает постоянство этих коэффициентов в широком диапазоне температур, возможных в эксплуатации.

Виброгаситель может быть выполнен в виде герметично закрытого цилиндра, заполненного рабочей жидкостью, в котором может совершать вибрационное перемещение инертная масса, выполненная в виде поршня и связанная с цилиндром системой пружин. Эквивалентная жесткость системы пружин определяется по формуле: $\tilde{N}_{\acute{Y}} = \omega_0{}^2 \cdot \mathrm{m}_{\ddot{I}}$, где $m_{\tilde{I}}$ - масса поршня и ω_0 - круговая частота настройки гасителя. Чтобы исключить влияние температурных деформаций, рабочая жидкость должна находиться под некоторым избыточным давлением, которое создается при сборке и поддерживается за счет упругой деформации самого цилиндра.

Разработанный адаптивный гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины состоит из ёмкости переменного объема, снабженной жесткими стенками, на одной из которых смонтирован по крайней мере один подводящий патрубок, связывающий полость ёмкости с атмосферой, а на другой - по крайней мере один отводящий патрубок, связывающий полость емкости с цилиндром поршневой машины. Ёмкость образована пространственным каркасом, закрепленным на названных жестких стенках. Каркас обтянут оболочкой из мягкого неупругого материала, например ткани, с возможностью провисания её между элементами каркаса, при этом величина изменения объема ёмкости превышает величину рабочего объема цилиндра поршневой машины.

При таком конструктивном исполнении, за счет исключения упругих свойств оболочки, происходит эффективная компенсация импульсов давления в системе всасывания. При этом незначительная масса оболочки (в сравнении с резиновой), обуславливает малую инерционность гасителя, а это повышает чувствительность камеры к отслеживанию импульсов давления системы, что в конечном итоге повышает эффективность гашения колебаний при динамических нагрузках.

Для обеспечения работоспособности предлагаемого гасителя необходимо, чтобы масса единицы площади материала оболочки удовлетворяла следующему математическому выражению $m < \rho \cdot l \cdot \frac{F_m}{F_{pipe}}$, где: m - масса единицы площади материала оболочки, кг/м^2, ρ - плотность воздуха, кг/м^3, l - длина подводящего патрубка, м, F_m - площадь оболочки, м^2, F_{pipe} - площадь сечения подводящего патрубка, м^2.

Разработан также гаситель колебаний для снижения низкочастотной вибрации в трубопроводах энергетических установок при транспортировке текучих и газообразных сред по трубопроводу [12].

Одним из эффективных и часто используемых подходов к снижению вибрации трубопроводов энергетических установок является использование виброопор. Однако существующие конструкции виброопор обладают рядом недостатков. Автором была разработана конструкция адаптивной виброизолирующей опоры с регулируемыми параметрами гашения вибраций. На основании разработанной конструкции был спроектирован и изготовлен опытный образец виброопоры.

Эффективное снижение вибрации энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем в низкочастотном диапазоне может быть достигнуто с использованием малогабаритных активных компенсаторов, способных эффективно сглаживать пульсации давления в трубопроводных системах энергетических установок. Автором разработана конструкция гибридного гасителя низкочастотных пульсаций в трубопроводах компрессорных установок. Ее особенность заключается в том, что снижение низкочастотных газодинамических пульсаций в магистрали трубопровода и, соответственно, снижение вибрации трубопровода достигается с помощью активно-адаптивной конструкции гасителя, представляющего собой буферную емкость с податливыми стенками, с одной стороны, и блок активного излучения звука, с другой стороны. Активные излучатели установлены в специальных кассетах. Излучение звука происходит в противофазе к колебаниям давления распространяющегося по магистрали трубопровода потока газовоздушной смеси. В результате достигается эффективное ослабление низкочастотных пульсаций газового потока.

4. Апробация разработанных технических решений по снижению вибраций энергетических установок и присоединенных механических систем

Для экспериментальной апробации предложенных технических решений разработана конструкция лабораторной установки по исследованию вибрации и механического шума энергетических установок и присоединенных механических систем (рисунок 1). Обладая сравнительной простотой конструкции, дешевизной, удобством изменения параметров системы, лабораторная установка, тем не менее, позволяет с высокой степенью точности моделировать низкочастотные вибрации трубопроводов энергетических установок и оценивать эффективность различных виброопор по снижению вибрации трубопроводов. В том числе лабораторная установка позволяет проводить исследования снижения низкочастотной вибрации трубопроводов и пульсаций давления при использовании методов активной компенсации. В качестве активного компенсирующего источника могут использоваться поршневой компенсатор колебаний, осциллирующая заслонка и др.

Основной элемент установки представляет собой трубопровод 1, состоящий из двух секций, соединенных резьбовой муфтой 10. Диаметр трубы 40...50 мм. Трубопровод базируется на трех стойках 2, которые крепятся на платформе 3 с Т-образными пазами, позволяющими регулировать расстояние между стойками 2. С помощью компрессора 6 через шланг 5 в трубопровод 1 нагнетается давление. Заглушка 4 имеет несколько клапанов, для возможности подачи сжатого воздуха с разных сторон. Для поддержания в трубопроводе заданного давления служит заглушка 7 с встроенным редукционным клапаном 8. Также заглушка 7 должна иметь возможность подсоединения манометра 9 для оценки потери давления в системе.

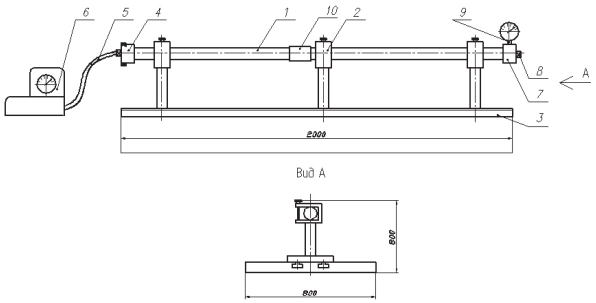


Рисунок 1. Конструктивная схема лабораторной установки

В качестве энергетической установки - источника вибрации и механического шума используется безмасляный поршневой одноступенчатый компрессор FUBAG OL 231/24 CM2.

С помощью данной лабораторной установки проведены лабораторные исследования виброакустических характеристик энергетических установок и присоединенных механических систем для варианта "трубопровод - энергетическая установка".

Измерения уровней виброускорения производились в характерных точках, рас-

положенных на трубопроводе на различных расстояниях от источника вибрации и на самой энергетической установке - компрессоре. Режим работы компрессора задавался впускными клапанами 1 и 2. Давление в трубопроводной системе определялось манометром. Для всех измерений давление в трубопроводной системе задавалось равным 0,2 МПа.

Пример представления результатов измерений для точки измерений №4 (измерение виброускорения на корпусе компрессора) показан на рисунке 2, для точки измерений №3 (измерение на трубопроводе за опорой №3 при подключении компрессора ко входному клапану №2) – на рисунке 3.

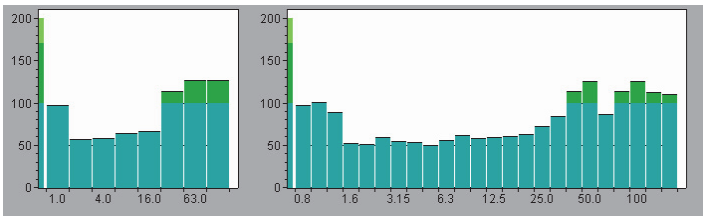


Рисунок 2. Спектральные характеристики уровней виброускорения (октавный и третьоктавный спектры частот) для точки измерений №4 (корпус компрессора)

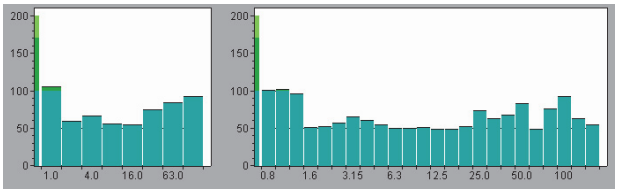


Рисунок 3. Спектральные характеристики уровней виброускорения (октавный и третьоктавный спектры частот) для точки измерений №3 (измерение на трубопроводе за опорой №3 при подключении компрессора ко входному клапану №2)

Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие основные выводы:
1. Наибольшие значения уровней виброускорения наблюдались на энергетической установке – компрессоре (источнике вибраций). Эквивалентное одночисловое значение уровня виброускорения на корпусе компрессора составило 99 дБ.
2. В трубопроводной системе величина измеренных уровней виброускорений возрастает по мере удаления от источника вибрации и достигает максимального значения 68 дБ в точке №3, что можно объяснить воздействием пульсирующего потока газа.
3. Для разработанной конструкции лабораторной установки источник вибрации (энергетическая установка) легко может быть заменен на другой.

С использованием лабораторной установки осуществлены экспериментальные исследования виброакустических характеристик разработанного и изготовленного опытного образца виброопоры. Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие основные выводы.
1. Использование опытного образца виброопоры, установленного на энергетическую установку (компрессор) позволяет достичь значительного снижения вибрации компрессора по сравнению с использованием штатной опоры компрессора.
2. Более высокая эффективность опытного образца виброопоры, установленного на энергетическую установку (компрессор), по сравнению с использованием штатной опоры компрессора подтверждается экспериментально при различных расстояниях от вибродатчика до источника вибрации (компрессора).
3. Экспериментально полученный эффект снижения вибрации компрессора при испытании опытного образца виброопоры возрастает по мере увеличения расстояния между источником вибрации (энергетической установкой, в качестве которой ис-

пользуется компрессор) и местом установки вибродатчика. При расстоянии L_1 = 20 см эффективность опытного образца виброопоры по сравнению со штатной опорой компрессора по снижению уровня виброускорения достигает 10,5 дБ, при расстоянии L_2 = 10 см - 8,6 дБ.

Была также проведена расчетная апробация разработанных технических решений. В частности, результаты расчетов параметров пустотелого гасителя с податливыми стенками показали, что достигается значительный эффект снижения пульсаций при одновременном уменьшении объёма ёмкости.

5. Заключение

В представленной работе рассмотрены проблемы снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем с использованием разработанных автором методов и технических решений. Предложены методологические основы классификации методов комплексного снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем. Эффективность предложенных технических решений по снижению вибрации энергетических установок подтверждена расчетным и экспериментальным путем.

Список использованных источников

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
2. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации в газоводах энергетических установок с использованием метода активной компенсации: монография / А. В. Васильев, СПб., 2004.
3. Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного звука и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем: монография / Самара, 2011.
4. Васильев А.В. Опыт ведущей научной школы НШ-4245.2008.8 в разработке энергетических машин и установок с улучшенными экологическими, эксплуатационными и потребительскими характеристиками. В сборнике: Проведение научных исследований в области машиностроения – сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодёжи: в 3-х томах. 2009. С. 138-144.
5. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Миронова Т.Б. «Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода». Вестник СГАУ №2, Часть 2. Самара, 2006 –стр. 161-164.
6. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, том 5, №2, июль – декабрь 2003 г., с. 419-430.
7. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. В ежемесячном научном журнале "Наука - производству", №8, август 2004 г., с. 68-70.
8. Васильев А.В. Систематизация принципов классификации методов активного снижения шума и вибрации. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007. С. 3250-3257 (на английском).
9. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Динамический виброгаситель: патент на изобретение RUS 2468268 25.02.2011.
10. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Виброопора: патент на изобретение RUS 2466313 18.04.2011.
11. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Гаситель крутильных колебаний: патент на изобретение RUS 2470202 07.07.2011.
12. Столбов В.И., Васильев А.В., Шайкин А.П., Столбов С.В., Ильязов Е.К. Трубопроводный транспорт: патент на изобретение RUS 2245487 02.11.2000.
13. Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Крохин В.Н., Береснев В.А., Шафиков Р.Х. Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины: патент на изобретение RUS 2065121.
14. Чернов Н.С., Васильев А.В., Мурановский В.П. Гаситель колебаний давления: патент на изобретение RUS 2459998 15.03.2011.
15. Чернов Н.С., Васильев А.В., Мурановский В.П. Гаситель колебаний давления: патент на изобретение RUS 2459999 10.12.2010.

DEVELOPMENT AND APPROBATION OF METHODS AND TECHNICAL SOLUTIONS OF REDUCTION OF VIBRATION OF POWER PLANTS AND JOINING MECHANICAL SYSTEMS

Andrey V. Vasilyev

Samara State Technical University
Molodogvardeyskaya Str., 244,
Samara, 443100, Russian Federation
avassil62@mail.ru

Power plants of different kinds are widely used in modern machinery, energetic, chemical industry, other branches, in transport and domestic conditions. Vibration and related with it mechanical noise of power plants and joining mechanical systems are the factors negatively impacted to the durability, reliability, productivity and other parameters of power plants. Methodological basics of methods of power plants vibration and mechanical noise complex reduction developed by author are described. According to the energetic criteria it is suggested to classify methods of vibration reduction as passive, active and hybrid (active-passive). Technical solutions for vibration reduction developed by author and results of it approbation are described. Results of approbation are confirming sufficiently high efficiency of technical solutions.

Key words: *Energetic plants; mechanical systems; vibration; reduction; classification*

References

1. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Foundations of Vibration and Acoustics: book – St.-Petersburg, Polytechnika, 2000. – p. 482 (in Russian).
2. Vasilyev A.V. Reduction of Low Frequency Noise and Vibration in Gas Guides of Power Plants. Book. Edition of St.-Petersburg Polytechnic University, Russia, 2004. – p. 294 (in Russian).
3. Vasilyev A.V. Modeling and Reduction of Low Frequency Noise and Vibration of Power Plants and Joining Mechanical Systems. Book - Samara, Edition of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia, 2011 p. 216 (in Russian).
4. Vasilyev A.V. Experience of Leading Scientific School NSh-4245.2008.8 in Development of Energetic Machines and Plants With Improved Ecological, Exploitation and Consumer Characteristics. Proc. of All-Russian Scientific-Technical Conference With Elements of Sc. School for Youth, Togliatti, November 27-28 2009, Edition of Togliatti State University, Russia, part 3, pp. 138-144 (in Russian).
5. Shakhmatov E.V., Prokofyev A.B., Mironova T.B. Generation of Pressure Pulsations in Operating Liquid During Pipeline Vibration. The Bulletin of Samara state Aerospace University, №2, part 2. Samara, 2006 – pp. 161-164 (in Russian).
6. Vassiliev A.V. Reduction of Low-Frequency Noise and Vibration of Power and Energetic Plants. Scientific Edition "The Bulleting of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences", volume 5, No 2, July – December 2003, pp. 419-430 (in Russian).
7. Vassiliev A.V. Reduction of Low Frequency Vibration of Pipelines of Power Plants. In Monthly Scientific Journal "Science – to Production", No 8, August 2004, pp. 68-70 (in Russian).
8. Vassiliev A.V. Systematization of the principles of classification of active noise and vibration control methods. Proc. of 14th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2007: pp. 3250-3257.
9. Gleyzer A.I., Vasilyev A.V., Bahtemirov A.I. Dynamic Vibration Damper. Patent of Russian Federation for Invention No 2468238, publ. in Bull. No 33, 2012 (in Russian).
10. Gleyzer A.I., Vasilyev A.V., Bahtemirov A.I. Vibration Mount. Patent of Russian Federation for Invention No 2466313, publ. in Bull. No 31, 2012 (in Russian).
11. Gleyzer A.I., Vasilyev A.V., Bahtemirov A.I. Oscillations Damper. Patent of Russian Federation for Invention No 2470202, publ. in Bull. No 35, 2012 (in Russian).
12. Stolbov V.I., Vassiliev A.V., Shaikin A.P., Stolbov S.V., Iliazov E.K. Pipeline Transport. Patent of Russian Federation for Invention No 2245487, publ. in Bull. N3, 2005 (in Russian).
13. Starobinsky R.N., Vassiliev A.V., Krokhin V.N., Shafikov R.Kh., Beresnev V.I. Pressure oscillations damper of suction system of piston machine. Patent of Russian Federation for Invention No №2065121 C1, 1996 (in Russian).
14. Chernov N.S., Vasilyev A.V., Muranovsky V.P. Pressure Oscillations Damper. Patent of Russian Federation for Invention No 2459998, publ. in Bull. No 24, 2012 (in Russian).
15. Chernov N.S., Vasilyev A.V., Muranovsky V.P. Pressure Oscillations Damper. Patent of Russian Federation for Invention No 2459999, publ. in Bull. No 24, 2012 (in Russian).

УДК 534

РАЗРАБОТКА СЕМЕЙСТВ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ОСЛАБЛЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОТРАНСФОРМАТОРНОЙ ПОДСТАНЦИИ ЗАКРЫТОГО ТИПА

М.И. Фесина,
А.В. Краснов,
Л.Н. Горина,
С.А. Жданов

Тольяттинский государственный университет
ул. Белорусская, 14,
г. Тольятти, Российская Федерация, 445667
michailfes@yandex.ru
kaw@ya.ru
gorina@tltsu.ru
crtoo@mail.ru

В статье представлены разработки семейств оригинальных технических устройств ослабления акустического излучения, производимого активной частью силового электротрансформатора и ее вентиляционным охлаждением, которые предусматривают использование различных типов частотно настроенных и температурно адаптированных акустических резонаторов (четвертьволновых, полуволновых, Гельмгольца). Они могут быть представлены как в качестве единичных (автономных) акустических резонаторов, так и несколькими сблокированными однотипными и/или разнотипными акустическими резонаторами, образующие компактные сборные узлы типа батарей акустических резонаторов.

***Ключевые слова**: Электротрансформаторная подстанция; силовой электротрансформатор; акустическое излучение; акустический резонатор*

Силовой электротрансформатор может являться значимым источником акустического (шумового) загрязнения окружающей среды, как на селитебных территориях открытых пространств населенных пунктов, так и в производственных, общественных или жилых помещениях, в которых находятся биологические объекты (люди, животные). Согласно опубликованным информационным материалам [1…6], основными (доминирующими) источниками, генерирующими звуковое излучение (шум) силового электротрансформатора, является его активная часть в виде магнитопровода и изолированных обмоток, охватываемых общим магнитным потоком, а также системы (устройства) вентиляционного охлаждения его активной части. Существенное влияние на усиление шумового излучения силового электротрансформатора могут оказывать динамические резонансные явления, проявляющиеся в виде механических колебаний (вибраций), возникающих в его составных частях – охладителях, стенках масляного бака, расширителе, трубопроводах. Механические колебания активной части силового электротрансформатора обусловлены переменными магнитострикционными и электромагнитными силами, возникающими в магнитной системе и переменными динамическими силами в изолированных обмотках. При этом доминирующей вибровозбуждающей силой является магнитострикционная составляющая. В сетях переменного тока с частотой $\mathbf{f_c}$=50 Гц при значениях индукции более 1.4 Тл магнитострикционная составляющая проявляется на кратных ей гармониках $\mathbf{f_1=2f_c}$=100 Гц, $\mathbf{f_2=4f_c}$=200 Гц и $\mathbf{f_3=6f_c}$=300 Гц. При перемагничивании активной части магнитной системы электротрансформаторов индукция в ней достигает максимума дважды за один период частоты сети переменного тока, что соответствует двукратному динамическому изменению длины стальных листов магнитопровода (магнитной системы). Этим, в частности, и обусловлены периодические колебания магнитной системы с удвоенной частотой ($\mathbf{f_1=2f_c}$=100 Гц) по отношению к частоте сети переменного тока ($\mathbf{f_c}$=50 Гц) и кратной ей гармониками $\mathbf{f_2=4f_c}$=200 Гц и $\mathbf{f_3=6f_c}$=300 Гц.

Используемые технические устройства уменьшения шумовых излучений, производимых силовыми электротрансформаторами, относятся как к конструктивным доработкам непосредственно составных элементов силового электротрансформатора, так и к использованию усовершенствованных конструкций технических помещений, в которых располагаются силовые электротрансформаторы, с образованием низкошумных электротрансформаторных подстанций закрытого типа (см. рис. 1).

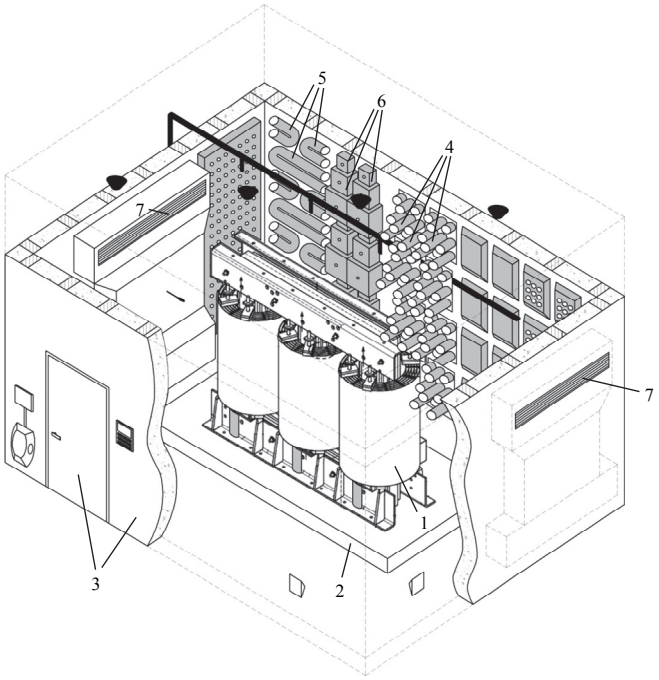


Рисунок 1. Общий вид низкошумной электротрансформаторной подстанции закрытого типа:
1 – силовой электротрансформатор; 2 – фундаментное основание; 3 – ограждающие панели стен (стеновых перегородок), пола, потолочного перекрытия (крыши); 4 – четвертьволновые акустические резонаторы **R'**; 5 – полуволновые акустические резонаторы **R''**; 6 – акустические резонаторы Гельмгольца **R'''**; 7 – вентиляционные проемы (каналы) помещения (здания)

Очевидно, что шумовое излучение силового электротрансформатора, производимое на дискретных рабочих функциональных частотах $\mathbf{f_1 = 2f_c}$, $\mathbf{f_2 = 4f_c}$, $\mathbf{f_3 = 6f_c}$ (где $\mathbf{f_c = 50}$ **Гц** – частота сети переменного тока к которой подключен силовой электротрансформатор) может быть подавлено использованием соответствующих типов акустических резонаторов $\mathbf{R_1, R_2, R_3,}$ настроенных на указанные дискретные значения звуковых частот $\mathbf{f_1, f_2, f_3}$. В технической акустике известны и широко применяются на практике три типа акустических резонаторов **R** – четвертьволновые акустические резонаторы **R'**, полуволновые акустические резонаторы **R''** и акустические резонаторы Гельмгольца **R'''** (рис. 2).

Первые два типа акустических резонаторов **R'** и **R''** являются резонаторами трубчатого типа, принцип работы которых базируется на фазовом интерференционном подавлении энергии звуковых волн на резонансных частотах колебаний резонаторов $\mathbf{f_R}$. Их точная частотная настройка предусматривает соответствующий выбор динамических длин трубчатых частей ($\mathbf{l'_R, l''_R}$), обеспечивающих противофазное амплитудное сложение звуковых волн заданных длин (четвертей или половин длин), распространяемых во встречных направлениях в их трубчатых частях. Для обеспечения эффективной противофазной компенсации амплитудных значений звукового давления в полости трубчатой части полуволнового акустического резонатора **R''** с заданной величиной динамической длины $\mathbf{l''_R}$ в частотном диапазоне 100…300 Гц, охватывающем рабочие функциональные частоты $\mathbf{f_1, f_2, f_3}$, необходимо, чтобы кратчайшее расстояние $\boldsymbol{\gamma}$ между проходными сечениями концевых участков трубчатой части в зоне открытых горл полуволнового акустического резонатора **R''** не превышало 0.1 м. В этом случае обеспечивается синфазное вхождение звуковой волны в обе горловые части акустического резонатора **R''** с её последующей противофазной компенсацией в средней зоне трубчатой части.

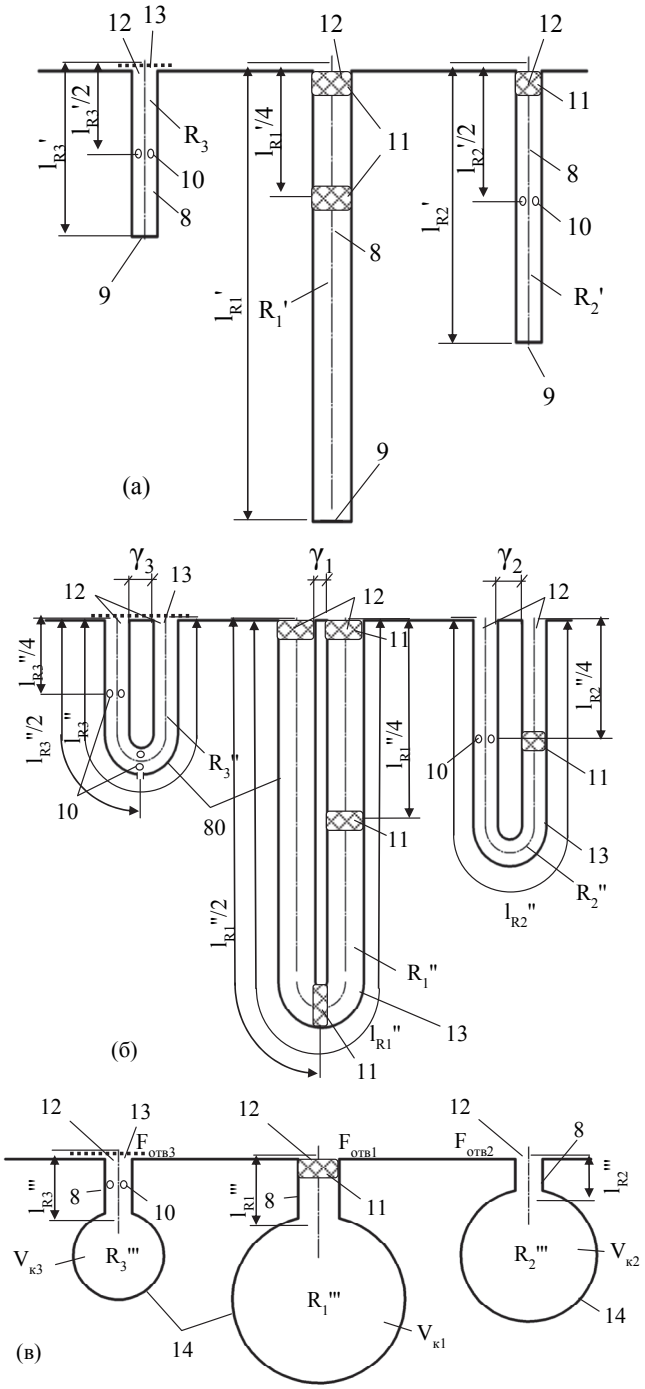


Рисунок 2. Схемы сблокированных модульных узлов, составленных из трех однотипных акустических резонаторов **R_1, R_2, R_3**
(а – четвертьволновых, б – полуволновых, в – Гельмгольца)
с установленными демпфирующими элементами

Обозначения на рисунке 2: 8 – трубчатая часть; 9 – донная часть (жесткое звукоотражающее донышко); 10 – отверстия перфорации; 11 – демпфирующая пористая воздухопродуваемая пробка; 12 – горловая часть; 13 – защитный футерующий демпфирующий воздухопродуваемый слой; 14 – камерная часть

При постоянных (неизменных) дискретных значениях частот звуковых излучений **$f_1 = 2f_c = 100$ Гц**, **$f_2 = 4f_c = 200$ Гц**, **$f_3 = 6f_c = 300$ Гц ($f_c = 50$ Гц = const)**, точность частотной настройки акустических резонаторов **R'** и

R'' предопределяется учетом конкретных величин динамических удлинений трубчатых частей акустических резонаторов **R'** и **R''** вязкоприсоединенными колеблющимися массами столбов воздуха на их открытых концевых срезах. В это же время, на эффективность функционирования акустических резонаторов **R**, оказывает определенное влияние изменение температуры среды (воздуха) Δt^oC. При постоянной частоте звукового излучения это приводит к соответствующему изменению значений скорости распространения звуковых волн **c** и длин звуковых волн **λ**. Соответственно, в этих случаях может быть нарушено условие эффективного процесса интерференционной противофазной амплитудной компенсации звуковых волн, вследствие возникающего несоответствия равенства используемых динамических длин (l'_R, l''_R) трубчатых частей акустических резонаторов **R'** и **R''** четвертям длин (**λ/4**) или половинам длин (**λ/2**), распространяемых в них звуковых волн.

По этой причине предлагается учитывать конкретные значения температуры среды t^oC распространения звуковых волн в процессах температурно-адаптированной частотной настройки акустических резонаторов **R'** и **R''** (заданным выбором геометрических длин их трубчатых частей l_r), которое может быть выполнено по выражениям (1) и (2):

$$l'_r = \frac{5{,}025 \cdot \sqrt{273 + t^oC_{ст}}}{f_R} - (0{,}1...0{,}3)\sqrt{\frac{4S_T}{\pi}}, м \quad (1)$$

$$l''_r = \frac{10{,}05 \cdot \sqrt{273 + t^oC_{ст}}}{f_R} - (0{,}2...0{,}6)\sqrt{\frac{4S_T}{\pi}}, м \quad (2)$$

где l'_r, l''_r – геометрические (габаритные) длины трубчатых частей акустических резонаторов **R'** и **R''**;

$t^oC_{ст}$ – стабилизированное (установившееся) значение температуры воздуха в ^oC внутри помещения (здания) электротрансформаторной подстанции закрытого типа;

f_R – собственная (резонансная) частота в Гц акустического резонатора **R** (**R'**, **R''**, **R'''**);

S_T – площадь в м^2 проходного сечения трубчатой части акустического резонатора **R** (**R'**, **R''**, **R'''**); $\pi = 3.14$.

Таким образом, подставляя соответствующие значения f_R равными $f_1 = 100$ **Гц**, $f_2 = 200$ **Гц** и $f_3 = 300$ **Гц** в выражения (1) и (2), определим конкретные геометрические длины трубчатых частей акустических резонаторов R_1, R_2, R_3 - l'_r и l''_r (при заданных параметрах S_T, t^oC и **π**).

Аналогичным образом может быть рассмотрено применение акустических резонаторов Гельмгольца **R'''** (R_1''', R_2''', R_3'''), настраиваемых, на те же рабочие функциональные частоты $f_1 = 100$ **Гц**, $f_2 = 200$ **Гц** и $f_3 = 300$ **Гц**, которые доминируют в спектре звукового излучения силового электротрансформатора, запитанного от сети переменного тока с частотой $f_c = 50$ **Гц** (см. рис. 2в). В этом случае их резонансные частоты f_{R1}''', f_{R2}''', f_{R3}''' определяются согласно выражений (3) и (4):

$$f_R''' = \frac{20{,}1\sqrt{273 + t^oC_{ст}}}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{V_k}}, Гц \quad (3)$$

$$k = \frac{n_{отв} \cdot F_{отв}}{l_R'''} = \frac{n_{отв} \cdot F_{отв}}{(h''' + 0.8\sqrt{F_{отв}})}, Гц \quad (4)$$

где **k** – проводимость горла (горловой части) акустического резонатора Гельмгольца **R'''** (R_1''', R_2''', R_3''') в м;

V_k – объем камерной части в м^3 акустического резонатора Гельмгольца **R'''** (R_1''', R_2''', R_3''');

$F_{отв}$ – площадь проходного сечения в м^2 отверстия перфорации в составе горла (горловой части) акустического резонатора Гельмгольца **R'''** (R_1''', R_2''', R_3''');

$n_{отв}$ – число отверстий перфорации, формирующих горловую часть акустического резонатора Гельмгольца **R'''** (R_1''', R_2''', R_3''') при варианте исполнения горловой части, несколькими ($n_{отв}$) отверстиями перфорации;

h''' – геометрическая длина в м (толщина стенки корпусной части в зоне выполнения одного из $n_{отв}$ отверстий перфорации, содержащихся в составе горловой части акустического резонатора Гельмгольца **R'''** - R_1''', R_2''', R_3''');

l_R''' – динамическая длина в м горловой части акустического резонатора Гельмгольца **R'''**, представленной несколькими $n_{отв}$ отверстиями перфорации с учетом удлинения геометрической длины **h'''**, вязкопри-

соединенного к горловой части единичного отверстия перфорации колеблющихся масс воздуха.

Для исключения частотных расстроек классического типа акустических резонаторов **R', R'', R'''** от физических воздействий внешних факторов в их конструкции могут быть интегрированы различного типа диссипативные элементы активных сопротивлений, уменьшающие добротность их частотных характеристик на резонансных частотах колебаний $\mathbf{f_R}$**.** В этом случае может быть достигнуто расширение рабочего частотного диапазона их функционирования при некотором падении эффекта подавления амплитудных значений непосредственно на резонансных частотах колебаний $\mathbf{f_R}$. Отмечается также благоприятные эффекты ослабления паразитных побочных резонансных усилений звуковых колебаний в околорезонансных зонах по обе стороны дискретного частотного резонанса $\mathbf{f_R}$. В качестве диссипативных элементов модификационного усовершенствования конструкций акустических резонаторов **R', R'', R'''** могут использоваться сквозные отверстия перфорации, выполненные в определенных зонах стенок трубчатых частей, пористые воздухопродуваемые пробки, помещенные в определенные зоны полости трубчатых частей, защитные футерующие воздухопродуваемые слои материалов, монтируемые на горловых частях, и/или перфорированных участках стенок трубчатых частей, и/или перфорированных участках камерных частей акустических резонаторов **R', R'', R'''** (см. рис. 2).

Улучшению функционирования акустических резонаторов **R** способствует использование автоматизированной системы термостатирования воздушной полости помещения (здания) электротрансформаторной подстанции закрытого типа (далее - помещения), содержащей управляемую электровентиляторную установку охлаждения активной части силового электротрансформатора. Указанная электровентиляторная установка может функционировать в автоматических режимах дискретных «включений - отключений» или плавного регулирования скоростным режимом работы (производительности), обеспечивая тем самым заданный узкий температурный диапазон воздушной среды в помещении, с сохранением эффективной частотной температурно-адаптированной настройки используемых акустических резонаторов **R**.

Акустические резонаторы **R', R'', R'''** необходимо монтировать, в первую очередь, внутри полостей вентиляционных каналов помещения (размещать на стенках воздуховодов и полости объемной расширительной камеры вентиляционной системы), а также на стеновых и потолочных конструкциях помещения, его входной двери. Это вызвано тем, что открытые вентиляционные проемы являются основными звукопередающими волноводными элементами, посредством которых осуществляется акустическое загрязнение окружающей среды.

Также отдельные блоки акустических резонаторов **R** могут устанавливаться непосредственно на шумогенерирующих несущих конструкциях и/или отдельных функциональных узлах и системах силового электротрансформатора (стенках масляного бака, опорных профилях элементов рамы и каркаса крепления, кожухе электровентиляторной установки). Закрепление конструкций акустических резонаторов **R** непосредственно к тонкостенным виброшумоактивным элементам указанных узлов и систем электротрансформаторной подстанции может производиться с использованием промежуточного вязкоэластичного виброшумодемпфирующего слоя, что позволяет обеспечивать эффективное демпфирование их механических вибраций и уменьшать излучение структурного (корпусного) шума.

Заключение

Рассмотренные конструктивные схемы модифицированных частотонастроенных температурно-адаптированных акустических резонаторов **R** (четвертьволновых **R'**, полуволновых **R''**, Гельмгольца **R'''**) могут быть использованы для эффективного подавления акустической энергии, генерируемой активной частью силового электротрансформатора. Тем самым может быть достигнуто уменьшение акустического загрязнения окружающей среды от шумоактивных конст-

рукций силовых электротрансформаторов, использующих электротехнические стали с улучшенными магнитными свойствами, характеризующиеся высокой магнитострикцией и интенсивным шумогенерированием.

Список использованных источников

[1] Тупов В.Б. (2005) Снижение шума от энергети-ческого оборудования: учебное пособие для вузов по направлению «Теплоэнергетика», М.: Издательство МЭИ. – 232 с.

[2] Лазарону Д.Ф., Бикир Н.Л. (1973) Шум электрических машин и трансформаторов. Пер. с рум., М., «Энергия», 271 с.

[3] Тупов В.Б., Чугунков Д.В., Беляков М.В. (2010) Опыт снижения экраном уровня шума силовых трансформаторов. Электрические станции, №10, с. 38-40.

[4] Справочник по контролю промышленных шумов. Пер. с англ. Л.Б. Скрябиной и Н.И. Шабановой под ред. В.В. Клюева (1979), М., Машиностроение, 447 с.

[5] Борьба с шумом на производстве. Справочник. Под ред. Е.Я. Юдина (1985), Машиностроение, М., 400 с.

[6] Справочник по технической акустике. Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера (1980). Ленинград, Судостроение, 440 с.

DEVELOPMENT FAMILIES TECHNICAL DEVICES ATTENUATION OF ACOUSTIC RADIATION ELECTRIC TRANSFORMER SUBSTATION CLOSED TYPE

Michael I. Fesina,
Alexander V. Krasnov,
Larisa N. Gorina,
Stanislav A. Zhdanov

Togliatti State University
Belorusskaya Str., 14, Togliatti,
445667, Russian Federation,
michailfes@yandex.ru
kaw@ya.ru
gorina@tltsu.ru
crtoo@mail.ru

The article presents the development of families original technical devices attenuation acoustic radiation produced by the active part of power electrical transformer and its ventilation cooling, which involve the use of various types of frequency- and temperature- tuned acoustic resonators (quarter- , half-wave , Helmholtz) , presented both as a single (autonomous) acoustic resonators , and as a interlocked multiple similar and / or different types of acoustic resonators formed compact prefabricated type battery assemblies acoustic resonators.

Key words: *Electrical transformer substation; power electrical transformer; acoustic radiation; acoustic resonator*

References

[1] Tupov V.B. (2005) Snizhenie shuma ot jenergeticheskogo oborudovanija: uchebnoe posobie dlja vuzov po napravleniju «Teplojenergetika» [Reduction of noise from power equipment: a textbook for high schools in the direction of "Thermal Engineering"], M.: Izdatel'stvo Moskovskogo jenergeticheskogo instituta [Publishing House of Moscow Power Engineering Institute]. – 232 p. (in Russian)

[2] Lazaronu D.F., Bikir N.L. (1973) Shum jelektricheskih mashin i transformatorov [Noise of electrical machines and transformers]. Translation from the Romanian, M.: Jenergija [The Energy]. – 271 p. (in Russian)

[3] Tupov V.B., Chugunkov D.V., Beljakov M.V. (2010) Opyt snizhenija jekranom urovnja shuma silovyh transformatorov [Experience reduce screen noise power transformers]. Jelektricheskie stancii [electric Stations], №10, pp. 38-40. (in Russian)

[4] Spravochnik po kontrolju promyshlennyh shumov [Handbook of industrial noise control]. Translation from English. Edited by V.V. Klyuev (1979), M.: Mashinostroenie [mechanical engineering], 447 p. (in Russian)

[5] Bor'ba s shumom na proizvodstve. Spravochnik [Control of noise at work. Directory]. Edited by E.J. Judin (1985), M.: Mashinostroenie [mechanical engineering], 400 p. (in Russian)

[6] Spravochnik po tehnicheskoj akustike. [Handbook of Technical Acoustics]. Edited by M. Hekl, H.A. Muller (1980). Leningrad: Sudostroenie [Shipbuilding], 440 p. (in Russian)

УДК 543.271; 533.5.08

СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ И ПОЛУАКТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НА ОСНОВЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

А.М. Базиненков,
В.П. Михайлов

Московский государственный
технический университет
имени Н.Э. Баумана,
2-я Бауманская ул., 5
г. Москва, Российская Федерация,
105005
bazinenkov@mail.ru,
mikhailov@bmstu.ru

Для современного прецизионного исследовательского и технологического оборудования необходима качественная вибрационная защита. В помещениях лабораторий амплитуды виброперемещений могут достигать 200 мкм. Наибольшей эффективностью при гашении вибраций больших амплитуд и невысоких частот (до 5 Гц) обладают системы активной виброизоляции. В настоящее время наиболее часто в подобных системах применяются механизмы перемещений на основе «смарт» материалов, в основном, пьезоэлектрические механизмы. Перспективными «смарт» материалами являются магнитореологические (МР) и электрореологические (ЭР) жидкости, а также МР-эластомеры. Устройства на их основе обладают способность работать как в пассивном и полуактивном, так и в активном режиме виброизоляции. МР-жидкости широко применяются в составе систем полуактивной виброизоляции для автотранспорта. Устройства на основе МР-эластомеров более компактны за счет отсутствия гидравлической системы. В работе представлены результаты экспериментальных исследовании характеристик демпфера на основе МР-эластомера при его работе в режиме полуактивной виброизоляции.

***Ключевые слова: в**ибрационная защита; виброизоляция; магнитоуправляемые материалы, магнитореологические эластомеры, демпфер; коэффициент передачи амплитуды колебаний*

1 Введение

Широко известно, что вибрации постоянно присутствуют в повседневной жизни людей. Они могут быть как полезными, так и вредными.

На работу современного исследовательского и технологического оборудования оказывают существенное влияние вибрации, передаваемые через фундамент от расположенного рядом оборудования, от соседних зданий и городского транспорта. При производстве изделий электронной техники, таких как интегральные микросхемы, которые в настоящий момент достигли минимального размера элемента в десятки нанометров, особенно важно защитить технологическое оборудование от вибраций. В процессе микролитографии внешние колебания могут привести к браку изделий [1]. Амплитуда виброперемещений в зданиях в черте города может составлять до 200 мкм [2].

Для уменьшения вибрационного воздействия на оборудование применяются системы вибрационной защиты.

2 Виброизоляция

Наиболее эффективным и методом вибрационной защиты является виброизоляция. Виброизоляция сводится к уменьшению связей между источником и объектом, при этом происходит уменьшение динамического воздействия вибрации на объект [3]. Она обычно разделяется на три типа: пассивную, активную и полуактивную виброизоляцию.

Примером систем пассивной виброизоляции служат массивные основания оборудования или тяжелые гранитные плиты. Кроме того, рессоры автомобильного и железнодорожного транспорта также относят к системам пассивной виброизоляции. Однако, эти системы эффективно защищают от вибраций больших частот и малых амплитуд.

Системы активной виброизоляции наиболее эффективны на малых частотах и больших амплитудах вибраций. Суть системы активной виброизоляции сводится к компенсации дополнительным источником

энергии (или движения) возмущающих сил (или виброперемещений), вызывающих вибрацию защищаемого объекта, или относительных смещений объекта. Для этих систем обычно применяют механизмы (актуаторы) компенсирующие виброперемещения за счет замкнутой системы управления.

Полуактивная виброизоляция является промежуточной между активной и пассивной. Суть ее состоит в изменении виброгасящих свойств демпфера в зависимости характеристик вибрационного воздействия на объект. Примером такой системы может служить автомобильный амортизатор с магнитореологической жидкостью (МРЖ) [4].

Очевидно, что для эффективного гашения спектра частот вибраций, характерных для производственных помещений и исследовательских лабораторий [5] 0.2…200 Гц и различных амплитуд до 200 мкм [2] необходимо совмещать системы пассивной и активной виброизоляции.

3 Механизмы точных перемещений

Рассмотрим актуаторы, которые потенциально могут быть применены для активной виброизоляции и оборудования. Актуаторы делятся на группы в зависимости от физического принципа их действия [6]. Электромеханический привод основан на преобразовании электрической энергии в кинетическую энергию движения объекта. Обычно он включает двигатель и передаточные механизмы (зубчатая, червячная, ременная, очень часто используется передача винт-гайка), которые необходимы для преобразования перемещений, создаваемых двигателем в необходимые перемещения объекта. Основными недостатками подобного типа приводов является длинная кинематическая цепь, что приводит к низкому быстродействия и большой погрешности перемещений (более 1 мкм).

Гидравлические и пневматические приводы основаны на преобразовании энергии сжатых жидкостей и газов в кинетическую энергию движения поршня. Безусловными достоинствами гидравлического и пневматического приводов являются высокая грузочная способность (более 10000 Н) и большой диапазон перемещений, ограниченный только длинной гидроцилиндра. Однако, наличие инерционных элементов (клапанов, золотников, мембран и т.д.) приводит к снижению точности (~50 мкм) и быстродействия (~500 мс).

В настоящее время большое распространение получили механизмы на основе так называемых «умных» материалов (англ. «smart materials»). К ним относятся пьезоэлектрические, манитострикционные, матералы с памятью формы, а также магнито- и электрореологические жидкости и эластомеры.

Принцип действия пьезоэлектрического привода основан на пьезоэлектрических свойствах некоторых веществ, пьезоэлектриков и работает за счет обратного пьезоэлектрического эффекта. К достоинствам пьезопривода относится очень низкая погрешность перемещений (~0,1 нм) при малой постоянной времени (до 1 мс). Недостатками его является малая нагрузочная способность, ограниченная свойствами керамики, и малый диапазон перемещений, требующий мультиплицирующих механизмов, а также температурная зависимость пьезоэлектрических свойств.

Магнитострикционный привод по принципу действия аналогичен пьезоэлектрическому. Этот привод работает на эффекте магнитострикции и изменение формы материала (например, Терфенол-Д) происходит под действием магнитного поля. Достоинства и недостатки аналогичны пьезоэлектрическому приводу. Однако, магнитострикционные свойства не зависят от температуры.

Магнитореологический (МР) привод – это разновидность гидравлического привода, в котором в качестве рабочей жидкости применяется МР-жидкость (МРЖ), свойства которой изменяются под действием магнитного поля, что позволяет, воздействуя непосредственно на жидкость, избежать применения инерционных элементов, при этом существенно снизить погрешность перемещений (до 0.1 мкм) и постоянную времени (до 100 мс) [7]. МР-привод сочетает в себе достоинства гидравлического привода: высокую нагрузочную способ-

ность и высокий диапазон перемещений и высокую точность и высокое быстродействие за счет применения МРЖ.

МРЖ является взвесью магнитных частиц (восстановленное железо, чистое железо, кобальт, карбонильное железо, никель, диоксид хрома) порядка 10…30 мкм в жидкости-носителе.

МР-эластомер представляет собой твердотельный аналог МРЖ и может быть получен диспергированием магнитного порошка в жидком силиконовом каучуке с последующей полимеризацией композиции в форме. В качестве магнитных наполнителей используются порошки магнетита (Fe_3O_4) с размером частиц 0,2…0,3 мкм и железа с размером частиц 1…5 мкм. Этот материал может деформироваться и изменять свои вязко-упругие свойства под действием магнитного поля.

4 Механизмы на основе МР-эластомера

С помощью магнитного поля можно управлять вязко-пластичными свойствами и удлинением образцов из МР-эластомера (МРЭ) [8] и использовать этот эффект для создания прецизионных механизмов перемещения и активных демпферов.

МРЭ-демпфер (рисунок 1) содержит мембрану *5* из МР-эластомера с жестким центром, электромагнитную катушку *3*, магнитопровод *4*, сердечник *2*. Между мембраной и сердечником сформирован воздушный зазор *6*. При подаче управляющего тока в электромагнитную катушку в демпфере возникает замкнутое магнитное поле. Под действием силы индуцированной полем мембрана с жестким центром перемещается в осевом направлении в пределах воздушного зазора. Кроме того мембрана деформируется и меняет свою жесткость в зависимости от величины приложенного поля.

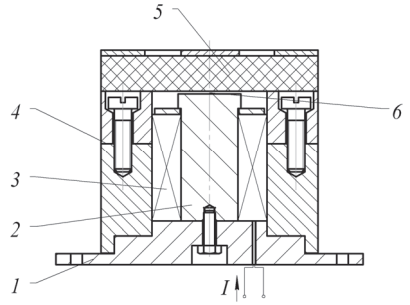


Рисунок 1. Конструкция демпфера на основе МР-эластомера:
1 - основание, *2* - сердечник, *3* - управляющая катушка, *4* - магнитопровод, *5* - мембрана из МР-эластомера, *6* - рабочий зазор

Таким образом, меняя управляющий ток на катушке демпфера можно осуществлять виброизоляцию в полуактивном и активном режимах. Без управляющего сигнала демпфер работает как система пассивной виброизоляции за счет способности эластомера поглощать энергию вибрации.

5 Исследование коэффициента передачи амплитуды колебаний МР-демпфера в режиме полуактивной виброизоляции

Проведенные эксперименты позволили определить зависимость коэффициента передачи амплитуды колебаний от частоты этих возмущающих воздействий. Вибрационные возмущения создавались стендом на базе вибрационной установки, который состоит из генератора низкочастотных колебаний «Г3-112» и установки вибрационной электродинамической «12МВЭ2/50-010» Амплитуда колебаний измерялась емкостным датчиком перемещений «capa NCDT 6100» с погрешностью 0,01 мкм. Аналоговые сигналы с датчика записывались в ПЗУ персонального компьютера при помощи блока АЦП/ЦАП NI USB-6009 и управляющей программы, написанной в среде NI LabView 8.2.

В результате проведения эксперимента получена зависимость коэффициента передачи амплитуды колебаний от частоты колебаний, который представлен на рисунке 2.

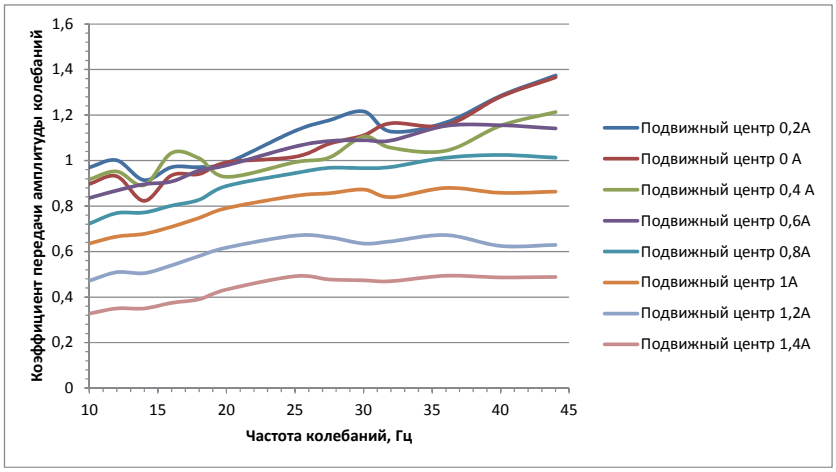


Рисунок 2. Графики зависимости коэффициента передачи амплитуды колебаний МР-демпфера от частоты колебаний при разных управляющих токах

6 Выводы

1. Применение систем активной и полуактивной виброизоляции на основе МР-материалов позволяет повысить эффективность вибрационной защиты оборудования.
2. Демпферы на основе МР-эластомеров способны работать в режимах пассивной, полуактивной и активной виброизоляции.
3. Наибольшая эффективность работы МРЭ-демпфера в режиме полуактивной виброизоляции достигается при управляющем токе – 0,8…1,4 А (коэффициент передачи амплитуды колебаний – 0.5…0.7) на низких частотах до 30 Гц.

7 Заключение

В представленной работе показана актуальность применения механизмов точных перемещений в прецизионном исследовательском и технологическом оборудовании. Подробно рассмотрены механизмы на основе магнитореологических материалов, в частности, МР-эластомеров.

Проведенные в работе экспериментальные исследования позволили определить зависимость коэффициента передачи амплитуды колебаний от частоты вибрационных возмущающих воздействий и выявить предпочтительные частоты работы демпфера в режиме полуактивной виброизоляции.

Список использованных источников

1. Wigglesworth W., Jordan S. Vibration control for nanolithography // Semiconductor international. 2009. V. 32, № 10. P. 24-26.
2. Голубева К.В. Повышение качества поверки геодезического оборудования в метрологических лабораториях: дисс. … канд. техн. наук. Москва. 2012. 131 с.
3. Защита от вибрации и ударов / В.К. Асташев [и др.] // Вибрации в технике: Справочник (В 6 т.) Под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т.6. 456 с.
4. Witkowski S. Amortyzatory o zmiennej charakterystyce – MagneRide, 2012, URL: http://autokult.pl/2012/11/29/amortyzatory-o-zmiennej-charakterystyce-magneride (дата обращения: 15.05.2013 г.).
5. Логинов П.В. Обеспечение устойчивости сверхвысоковакуумного аналитического оборудования: Дисс. … канд. техн. наук. Рязань. 1989. 199 с.
6. Gilbertson R.G., Busch J.D. A survey of microactuator technologies for future space missions // The Journal of The British Interplanetary Society. 1996. V.49, P. 129-138.
7. Михайлов В.П., Базиненков А.М., Акимов И.Ю. Системы активной виброизоляции реологического типа // Материалы XIII Международной научно-технической конференции «Высокие технологии в промышленности России». Москва, 2007. С. 150-158.
8. Magnetorheological elastomers and use thereof: US Patent US20080318045 A1 / Böse Holger Würzburg, Röder Rene Grossenlupnitz, Appl. № 11/574397; 25.08.2005. Date of patent 27.08.2004.

ACTIVE AND SEMI ACTIVE VIBRATION ISOLATION SYSTEMS BASED ON MAGNETORHEOLOGICAL MATERIALS

Alexey M. Bazinenkov,
Valery P. Mikhailov

Bauman Moscow State
Technical University
2-nd Baumanskaya, 5, Moscow,
105005, Russian Federation
bazinenkov@mail.ru,
mikhailov@bmstu.ru

Vibration protection providing is necessary for a modern precise research and technological equipment. Vibrations amplitude may reach magnitude of 200 μm in the laboratory rooms. Active vibration isolation systems demonstrate the best efficiency for large vibration amplitudes and low frequencies (up to 5 Hz). Currently, positioning mechanisms based on "smart" materials (mainly piezoelectric mechanisms) is the most commonly used in active systems. Very promising "smart" materials are magnetorheological (MR) and electrorheological (ER) fluids and MR-elastomers. Devices based on them have the ability to work in all vibration isolation modes (passive, semi-active and active mode). The MR-fluids are widely used in semi-active vibration isolation systems for the transport. Devices based on the MR-elastomers are more compact due to the absence of a hydraulic system. The paper presents the experimental research results of the MR-elastomer damper characteristics in semi-active vibration isolation mode.

Key words: *Vibration protection; vibration isolation; magnetically materials; magnetorheological elastomer damper; vibration transfer coefficient*

References

1. Wigglesworth W., Jordan S. Vibration control for nanolithography // *Semiconductor international*. 2009. vol. 32, no 10. pp. 24-26.
2. Golubeva K.V. *Povyshenie kachestva poverki geodezicheskogo oborudovaniya v metrologicheskikh laboratoriyakh*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the quality of calibration of surveying equipment in metrology laboratories. PhD techn. sci. diss.]. Moscow, 2012. 131 p.
3. Astashev V.K., Babickiy V.I., Bykhovskiy I.I. eds. *Zashchita ot vibraciy i udarov* [Protection against vibration and shock]. Moscow, Mashinostroenie, 1981, 456 p.
4. Witkowski S. *Amortyzatory o zmiennej charakterystyce – MagneRide* (2012) Available at: http://autokult.pl/2012/11/29/amortyzatory-o-zmiennej-charakterystyce-magneride (Accessed 15 May 2013).
5. Loginov P.V. *Obespechenie ustoychivosti sverkhvysokovakuumnogo analiticheskogo oborudovaniya* Diss. kand. tekhn. nauk [The UHV analytical equipment stainability providing. PhD techn. sci. diss.]. Rjazan'. 1989. 199 p.
6. Gilbertson R.G., Busch J.D. A survey of microactuator technologies for future space missions // *The Journal of The British Interplanetary Society*. 1996. vol. 49, pp. 129-138.
7. Mikhaylov V.P., Bazinenkov A.M., Akimov I.Ju. Sistemy aktivnoy vibroizolyacii reologicheskogo tipa [Magnetorheological active vibration control systems] *Materialy XIII Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferencii "Vysokie tekhnologii v promyshlennosti Rossii"* [Proc. 13th Int. Conf. "High Technologies in Russian Industry"]. Moscow, 2007, pp. 150-158.
8. Böse Holger Würzburg, Röder Rene Grossenlupnitz *Magnetorheological elastomers and use thereof*: US Patent US20080318045 A1, Appl. № 11/574397; 25.08.2005. Date of patent 27.08.2004.

УДК 622.692

Т.М. Томилина,
Ю.И. Бобровницкий

ИМАШ РАН
М.Харитоньевский пер., 4,
г. Москва, Российская Федерация,
101990
tatiana@imash.ac.ru ,
yuri@imash.ac.ru,

И.Г. Митрофанов

ИКИ РАН
Профсоюзная ул., 84/32,
г. Москва, Российская Федерация,
117997
imitrofa@space.ru

ЭФФЕКТИВНЫЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР ДЛЯ НАУЧНЫХ КОСМИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ

Предложена и реализована конструкция эффективного виброизолятора в виде компактной периодической механической структуры, обладающей фильтрующими свойствами. Параметры виброизолятора рассчитываются исходя из требования максимальной виброизоляции в заданном диапазоне частот. Приведен пример виброизолирующей системы с эффективностью 25 дБ в диапазоне частот 500-700 Гц, которая успешно использовалась для космического прибора ХЕНД, установленного на космическом аппарате Марс Одиссей, в качестве интерфейса между прибором и аппаратом.

Ключевые слова: *Виброизоляция; частотно избирательные фильтры; периодические структуры*

Tatiana M. Tomilina
Yuri I. Bobrovnitskii

IMASH RAS
M.Kharitonyevsky, 4,
Moscow, 101990, Russian Federation
tatiana@imash.ac.ru,
yuri@imash.ac.ru

Igor G. Mitrofanov

IKI RAS
Profsouznaya, 84/32,
Moscow, 101990, Russian Federation
imitrofa@sapce.ru

LIGHT WEIGHT VIBROISOLATOR FOR SPACE SCIENCE INSTRUMENTS

An efficient light weight vibroisolation system is presented. The design is based on periodic grid –like multi-layered steel structure possessing filtering properties. The isolator parameters are determined from the requirement of the maximal isolation in a given frequency range. Example of vibroisolation system for the Russian space science instrument HEND onboard of NASA Mars Odyssey Mission is presented. It has been implemented as a mechanical interface between the instrument and vibrating frame of a spacecraft for the Mars Odyssey Mission. The vibroisolation efficiency obtained is about 25 dB in the band 500-700 Hz.

Key words: *Vibroisolation; frequency selective filters; periodic structures; space science instruments*

УДК 621.646.94

РАЗРАБОТКА ДЕМПФЕРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА ДЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

А.А. Гимадиев,
М.А. Гимадиев,
А.З. Ермошкин

ООО Научно-производственное предприяие «Гималаи»
Заводское шоссе 13 Б,
г. Самара, Российская Федерация, 443086

Приведено решение задачи по устранению гидравлического удара в гидравлической системе управления прокатного стана. Приведены результаты экспериментального исследования динамических процессов, возникающих в гидравлической системе, которые показали, что пик гидравлического удара может достигать 72 МПа. Разработана методика расчёта и конструкция демпфера гидравлического удара объёмного типа. Экспериментальными исследованиями установлено, что применение разработанного демпфера позволяет снизить величину гидравлического удара в 2,6 раза и обеспечивать длительную эксплуатацию гидравлической системы прокатного стана

Ключевые слова: прокатный стан, гидравлическая система, эксперимент, гидравлический удар, демпфер, расчёт, эффективность

1 Введение

Важной проблемой, возникающей при эксплуатации гидравлических систем является исключение гидроударных процессов, приводящих к разрушению трубопроводов, агрегатов и различным аварийным ситуациям [1-6]. Применение демпферов позволяет существенно уменьшить гидроударную нагрузку на агрегаты гидравлической системы и повысить их надежность.

Решению задачи по снижению интенсивности гидравлического удара посвящена обширная литература, как у нас в стране [1-6], так и за рубежом [7-13], однако в каждом конкретном случае приходится решать задачу заново. Это связано с тем, что каждая гидравлическая система имеет свои особенности, без учёта которых нельзя достичь хорошего результата даже при применении известных и поставляемых рядом фирм демпферов гидравлического удара. В данной работе авторы показали методику решения задачи по снижению гидравлического удара на примере гидравлической системы прокатного стана.

2 Предварительные испытания гидравлической системы

В гидравлической системе прокатного стана возникали многократно разрушениия корпуса гидравлического насоса. Анализ причин разрушения насосов проводился авторами на основе результатов испытаний оборудования, гидравлическая схема которого представлена на рисунке 1, а технические характеристики были следующие:

- - рабочая среда масло ИГП49;
- - расход жидкости, л/мин 100…120;
- - давление рабочей среды, МПа 30…35;
- - насос -- плунжерный;
- - привод насоса - электродвигатель.

Гидравлическая система прокатного стана работает следующим образом. Рабочая жидкость, отбираемая из бака 13, подается плунжерным насосом 1 под высоким давлением на вход в блок распределительных электромагнитных клапанов 5 и 11. Давление подачи контролируется манометром 3. Распределительные электромагнитные клапана управляют по программе (циклограмме) исполнительными устройствами прокатного стана: клапан 5 управляет работой гидроцилиндров 7 гильотинных ножниц; клапан 11 – гидравлическим мотором 12 подачи металлического листа. В гидравлической системе установлены предохранительные клапаны 6 и 8, а также перепускной электромагнитный клапан 4. Прокатным станом управляет микроконтроллер по заданной программе. Исполнительными устройствами микроконтроллера являются электромагнитные клапаны.

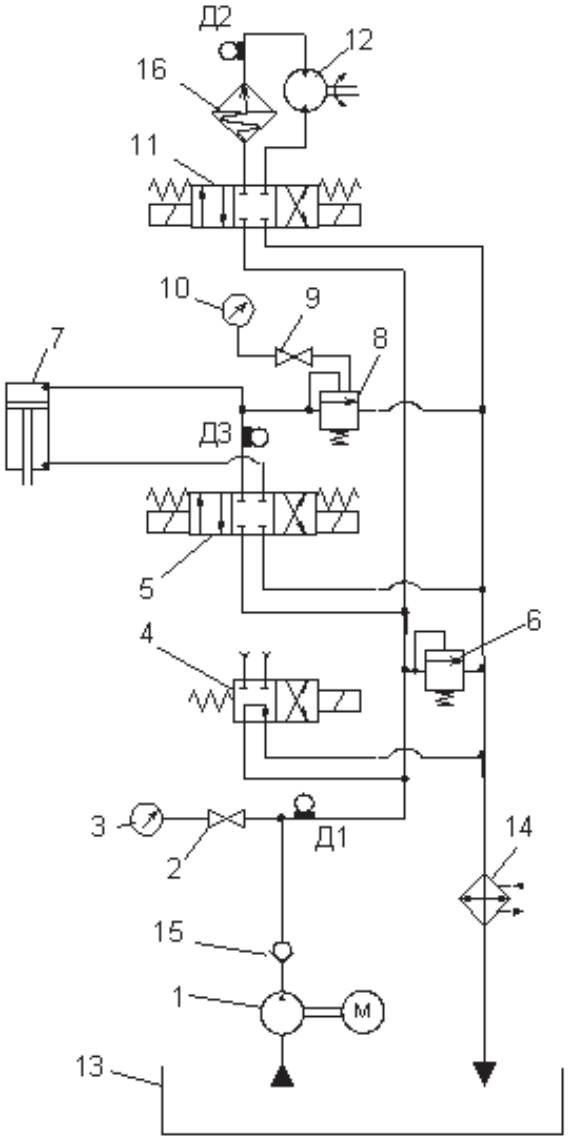


Рисунок 1. Гидравлическая схема прокатного стана и места расположения датчиков:

1 – гидравлический насос с электрическим приводом; 2, 9 – вентиль манометра; 3, 10 – манометр; 4 – клапан перепускной; 5, 11 – клапан соленоидный; 6, 8 – клапан предохранительный; 7 – гидроцилиндр гильотинных ножниц; 12 – гидромотор привода рабочих валков прокатного стана; 13 – бак с рабочей средой; 14 – теплообменник; 15 – обратный клапан; Д1, Д2, Д3 – датчики давления

Испытания гидравлической системы прокатного стана проводились при штатном режиме её работы. Скорость подачи листа прокатным станом составила 27,9 м/мин. Анализ результатов испытаний гидравлической системы показал, что наибольшие забросы давления, соответствующие гидравлическому удару, реализуются при переводе электромагнитного клапана управления гидроцилиндром гильотинных ножниц в нейтральное положение. При этом происходит запирание напорного трубопровода, что явилось причиной гидравлического удара, достигающего величины свыше 70 МПа и многократного разрушения гидравлического насоса (рисунок 2).

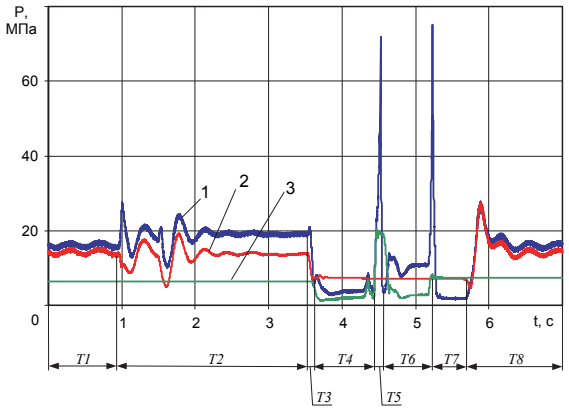


Рисунок 2. Осциллограмма переходного процесса, снятого в процессе испытания гидравлической системы прокатного стана (см. рисунок 1) при срабатывании гильотины:

1 – давление в магистрали насоса; 2 – давление в магистрали гидромотора; 3 – давление в магистрали гильотины; Т1 – режим подачи листа; Т2 – режим медленной подачи листа; Т3 – остановка подачи листа; Т4 – гильотина опускается; Т5 – остановка гильотины; Т6 – гильотина поднимается; Т7 – остановка гильотины; Т8 – режим подачи листа

По результатам проведенных исследований стало ясно, что необходимо разработать и внедрить демпфер гидравлического удара.

3 Разработка демпфера гидравлического удара

Учитывая высокий уровень рабочего давления в гидравлической системе прокатного стана, для снижения гидравлического удара предлагается установить в напорную магистраль демпфер емкостного типа. Для определения объема внутренней полости демпфера, математическая модель которого изложена в работе [2], принят ряд упрощающих допущений: гидравлический насос является идеальным источником

расхода; внутренняя полость напорной магистрали учитывается в сосредоточенных параметрах (приведенным объемом); предохранительный клапан срабатывает с задержкой по времени независимо от давления выше порога его срабатывания; акустическая емкость демпфера учитывается по геометрическому объему его внутренней полости. Все перечисленные допущения при выборе параметров демпфера идут в запас по его эффективности.

С учетом перечисленных допущений давление в напорной магистрали без демпфера, после срабатывания электрогидравлического клапана на перекрытие, определяется по формуле [14]:

$$P_н(\tau_з) = P_0 + \frac{Q_н}{V_{пр.н}}\tau_з, \qquad (1)$$

где P_0 - рабочее давление в напорной магистрали (на выходе из гидравлического насоса); $Q_н$ - объемная производительность насоса; $V_{пр.н}$ - приведенный объем напорной магистрали; $\tau_з$ - время задержки срабатывания предохранительного клапана. Из формулы (1) ясно, что чем меньше приведенный объем напорной магистрали и больше производительность насоса, тем при одинаковом времени задержки срабатывания предохранительного клапана будет больше давление гидравлического удара.

При подключении к напорной магистрали демпфера с объемом $V_д$ давление гидравлического удара $P_{н.д}(\tau_з)$ определится по зависимости

$$P_{н.д}(\tau_з) = P_0 + \frac{Q_н}{V_{пр.н} + V_д}\tau_з, \qquad (2)$$

Если задана степень демпфирования гидравлического удара в напорной магистрали системы по формуле $K_{вн} = \dfrac{P_н(\tau_з)}{P_{н.д}(\tau_з)}$, без учета среднего рабочего давления, то есть при значении давления $P_0 = 0$, то по формулам (1) и (2) с учетом последнего выражения, легко определить требуемый объем полости демпфера [2]:

$$V_д = (K_{вн} - 1)V_{пр.н}. \qquad (3)$$

Как следует из формулы (3) для определения объема полости демпфера необходимо знать приведенный объем напорной магистрали. Учитывая определенные трудности в теоретическом определении приведенных объемов полостей, напорных шлангов различного конструктивного исполнения часто приходится воспользоваться экспериментальными методами. Одним из таких простых методов является определение объема ΔV вытесненной жидкости из гидравлически замкнутой полости после нагнетания в нее жидкости под определенным давлением ΔP и сброса ее в мерный сосуд. При известных параметрах ΔP и ΔV приведенный объем объекта находится по формуле пересчета [14]:

$$V_{пр.н} = \rho c^2 \frac{\Delta V}{\Delta P},$$

где ρ - плотность рабочей среды, c - скорость распространения звука в рабочей среде. По такой методике был определен приведенный объем шланга напорной магистрали прокатного стана $V_{пр.н} = 5{,}6 \cdot 10^{-3}$ м^3. Учитывая, что после установки в напорную магистраль давление гидравлического удара не превысит максимальное рабочее давление в напорной магистрали $P_{н.д}(\tau_з) \le P_{доп}$, можно определить требуемую степень демпфирования гидравлического удара (без учета P_0) $K_{вн} = P_н(\tau_з)/P_{доп}$, где в качестве $P_н(\tau_з)$ берется давление гидравлического удара (превышение над давлением P_0). В нашем примере это давление при $P_0 = 10$ МПа составляет 72 МПа (см. рисунок 2). По техническим условиям эксплуатации гидравлической системы максимальное рабо-

чее давление составляет 33 МПа или превышение над давлением $P_0 = 10$ МПа составляет $P_{доп} = 20$ МПа. Тогда требуемая степень демпфирования гидравлического удара будет равна $K_{вн} = 72/20 = 3,6$. При известных величинах $K_{вн}$, $V_{пр.н}$ по формуле (3), легко определить требуемый объем полости демпфера

$$V_д = (3,6-1)\cdot 6,5\cdot 10^{-3} = 16,9\cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

В соответствии с рассчитанным объемом полости $16,9\cdot 10^{-3}$ м^3 был разработан и изготовлен демпфер из трубопровода диаметром 200 мм и толщиной стенок 10 мм.

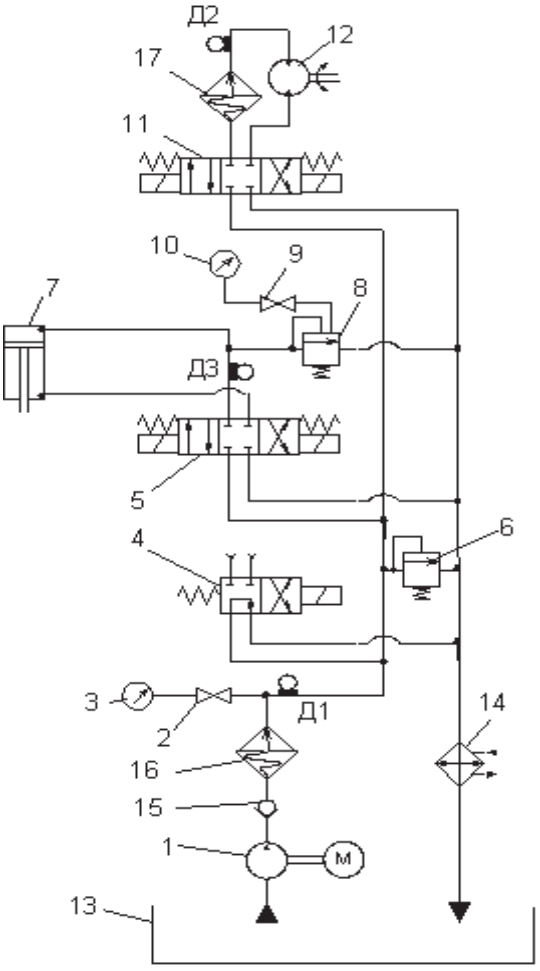
4 Экспериментальное определение эффективности демпфера гидравлического удара

Разработанный демпфер с условным номером ДГУ-Мс350 был изготовлен и установлен в напорную магистраль гидравлической системы (рисунок 3,а), внешний вид установки которого показан на рисунке 3,б.

Так как повышенные колебания давления проходили и до гидравлического привода рабочих валков прокатного стана 12 (см. рисунок 1), то на входе в питающую линию был установлен также гаситель колебаний давления ГСК14-Мс350 разработки ООО НПП «Гималаи» [15].

Испытания гидравлической системы прокатного стана с демпфером производились при штатном режиме работы.

Скорость подачи листа прокатного стана составила 26,7 м/мин. Для испытания демпфера необходимо было выполнить следующие операции: установить датчики давления в выделенных местах системы стенда; опрессовать систему рабочим давлением; произвести запуск и установить режим работы стенда соответствующий режиму «Подача листа»; включить запись показаний датчиков давления в память ПЭВМ; произвести переключение режимов работы стенда, соответствующих режиму «Отрезание листа»; отметить максимальное значение гидроудара в гидросистеме стенда; установить демпфер гидравлического удара ДГУ-Мс350 и провести все предыдущие операции настоящей методики.



а



б

Рисунок 3. Гидравлическая схема (а) и внешний вид (б) системы управления прокатного стана с демпфером гидравлического удара и гасителем колебаний давления:
1 – 15 – обозначения см. на рис. 1; 16 – демпфер гидравлического удара ДГУ-Мс350; 17 – гаситель колебаний давления ГСК14-Мс350

Осциллограмма работы гидравлической системы при срабатывании управляющих электрогидроклапанов после установки демпфера показана на рисунке 4.

Наибольший уровень давления гидравлического удара (над средним значением) в напорной магистрали на выходе из гидравлического насоса составил 27 МПа (по второму пику) при среднем давлении 4 МПа. Уменьшение давления гидравлического удара в магистрали на выходе из насоса составило $K_{вн} = 69/29 = 2,38$ - по первому пику давления и $K_{вн} = 65/23 = 2,83$ - по второму пику давления.

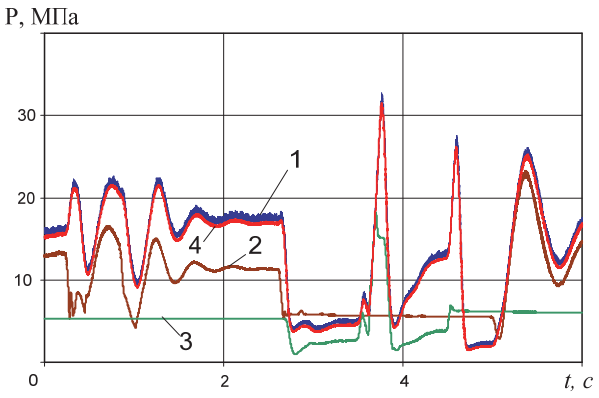


Рисунок 4. Осциллограмма переходного процесса в гидравлической системе прокатного стана с демпфером ДГУ-Мс350 (см. рисунок 3) при срабатывании гильотины:
1 – давление в магистрали насоса; 2 – давление в магистрали гидромотора; 3 – давление в магистрали гильотины

Максимальное давление на выходе из гидравлического насоса (с учетом гидравлического удара) после применения демпфера стало 33 МПа, что соответствует диапазону рабочих характеристик насоса.

5 Заключение

1. Разработана методика расчета демпфера гидравлического удара для системы управления прокатного стана с учетом требуемого снижения повышенного давления при срабатывании гильотины.

2. Применение демпфера позволило снизить давление гидравлического удара в системе управления прокатного стана в 2,5 раза и обеспечило двухлетнюю его работу без останова по причине разрушения насоса из-за повышенного динамического давления.

Список использованных источников

[1] Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Избранные сочинения, т.II, ОГИЗ, Гос. изд-во технико-теор. литературы, 1948 г.

[2] Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.

[3]Гимадиев М.А. Расчет характеристик и выбор параметров гасителя энергии ускоренного потока жидкости // Известия СНЦ РАН. 2007. С. 585-590.4

[4] Шульгин В.В. О гидравлическом ударе при заполнении трубы жидкостью // Изд. вузов «Машиностроение». 1979. №10. С. 88-91.

[5] Низамов Х.Н., Применко В.В., Саликов Л.М., Сулименко В.В. К вопросу защиты трубопроводов водо-теплоснабжения от гидравлических ударов // Двойные технологии, 2005. № 3. С. 36-39.

[6] Лыжников Е.И., Сафонов В.И. Анализ гидравлического удара, возникающего в сливной магистрали пресса // Кузнеч.-штамп. пр-во. 1980. № 9. С. 19 - 21.

[7] Wichowski, R. (1991) Comparative analysis of water-hammer calculation by the approximate and the complete methods of characteristics // *Period. polytechn. Civ. Eng,* , (35). - № 1-2. - S. 107-125.

[8] Gillessen, R. Lange, H. Druckstob (1989) Rohrleitungssystemen — Entstehung und konstruktive Mabnahmen zur Minderung der Lastableitung // *3R Int.* (28), № 5. - S. 317-323.

[9]Contractor, D.N. (1987) Valve stroking to control water hammer transients using dynamic programming // *Trans. ASME: J. Pressure Vessel Technol.* (109). -№ 1. - S. 94-100.

[10]Dawson, P.A., Fox, J.A. (1983) Surge analysis and suppression techniques for a water supply scheme - a case study // *Trans. Inst. Meas. and Contr.,* (5), - № 4. - S. 199 - 205.

[11] Lewinsky-Kesslitz, H.P. (1986) Praktische Erfahrungen zum Abschatzen und Abwenden von Druckstogefahren // *KSB Techn. Ber.,* , - № 2, - S. 39-49.

[12]Riano Valle, F. (1979) Estudio de la aplicacion de las supresores de ondas en las tuberias de descarga de las bombas // *Cienc. Tecn. Ser.: Ing. Hidraul.* № 5. – S. 53 - 63.

[13] Sharp, B.B. (1983) Water hammer associated with tall building water supplies // *4th Int. Conf. Pressure Surges, Bath, Sept., Pap. Cranfield*. – S. 473 – 480.

[14] Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана. 2002. 382 с.

[15] http://www.gimalai.com/

ROLLING MILL CONTROL SYSTEM WATER HAMMER DAMPER DESIGN

Azat A. Gimadiev,
Marat A. Gimadiev,
Aleksej Z. Ermoshkin

Gimalai, Ltd.
Zavodskoye shosse, 13b,
Samara, Russia,
443022

The solution of the problem to eliminate water hammer in the hydraulic control system of the rolling mill presented. The experimental studies of dynamic processes in the hydraulic system showed that the peak of the water hammer pressure can reach 72 MPa. Developed the technique of calculation and design of volume type hydraulic shock damper. Experimental studies have found that the developed damper to reduce the water hammer 2.6 times and provide long-term operation of the rolling mill hydraulic system.

Key words: rolling mill, hydraulic system, experiment, hydraulic shock damper, calculation, efficiency

References

1. Zhukovsky N.E. On hydraulic shock in the water pipes / Selected Works, t.II, OGIZ, Gos. ed of technical and theoretical. literature, 1948.
2. Shorin V.P. Elimination of fluctuations in air pipes. M .: Machinery, 1980. 156 p.
3. Gimadiev M.A. Calculation of the characteristics and selection of accelerated fluid flow energy absorber // Izvestiya SNC RAN. 2007, pp 585-590.
4. Shulgin V.V. On hydraulic shock when filling pipe with liquid // Izd. Vuzov Mashinostroenie. 1979. №10. p. 88-91.
5. Nizamov H.N., Primenko V.V., Salikov L.M., Sulimenko V.V. On the question of protection of water and heating pipelines against water hammer // Dual-use technologies, 2005. № 3. p. 36-39.
6. Lyzhnikov E.I., Safonov V.I. Analysis of water hammer that occurs in the press drain line // Kuznech.-stamp. pr-vo. 1980. № 9. p. 19 - 21.
7. Wichowski, R. (1991) Comparative analysis of water-hammer calculation by the approximate and the complete methods of characteristics // *Period. polytechn. Civ. Eng,* , (35). - № 1-2. - S. 107-125.
8. Gillessen, R. Lange, H. Druckstob (1989) Rohrleitungssystemen — Entstehung und konstruktive Mabnahmen zur Minderung der Lastableitung // *3R Int.* (28), № 5. - S. 317-323.
9. Contractor, D.N. (1987) Valve stroking to control water hammer transients using dynamic programming // *Trans. ASME: J. Pressure Vessel Technol.* (109). -№ 1. - S. 94-100.
10. Dawson, P.A., Fox, J.A. (1983) Surge analysis and suppression techniques for a water supply scheme - a case study // *Trans. Inst. Meas. and Contr.,* (5), - № 4. - S. 199 - 205.
11. Lewinsky-Kesslitz, H.P. (1986) Praktische Erfahrungen zum Abschatzen und Abwenden von Druckstogefahren // *KSB Techn. Ber.,* , - № 2, - S. 39-49.
12. Riano Valle, F. (1979) Estudio de la aplicacion de las supresores de ondas en las tuberias de descarga de las bombas // *Cienc. Tecn. Ser.: Ing. Hidraul.* № 5. – S. 53 - 63.
13. Sharp, B.B. (1983) Water hammer associated with tall building water supplies // *4th Int. Conf. Pressure Surges, Bath, Sept.*, *Pap. Cranfield*. – S. 473 – 480.

УДК 622.691

А.Г. Гимадиев,
П.И. Грешняков,
Д.М. Стадник

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
gimadiev_ag@mail.ru,

Д.А. Одиноков

РКЦ «ПРОГРЕСС»,
ул. Земеца, 18
г. Самара,
Российская Федерация, 443009

РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРА ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

На основе уравнения энергии для газовой и жидкостной полостей демпфера, а также уравнений неразрывности и равновесия подвижных частей составлена его математическая модель, позволяющая оценивать влияние различных конструктивных параметров на его динамические свойства. Получены переходные и частные характеристики демпфера с использованием программных пакетов Simulink и AMESim.

***Ключевые слова**: газовый демпфер, динамические характеристики, частотные* характеристики, Simulink, AMESim

1. Введение

Одним из традиционных мероприятий по обеспечению продольной устойчивости РН является коррекция частотных характеристик топливных магистралей с использованием демпфирующих устройств [1, 2]. Несмотря на разработанность конструктивных решений [1, 2] при обеспечении продольной устойчивости РН, в литературе мало внимания уделено методам расчёта корректирующих устройств и способам получения их динамических характеристик. Среди современных работ, посвященных исследованию корректирующих устройств можно отметить работу [3], в которой была разработана упрощенная аналитическая модель, а ключевые параметры были определены не теоретическим путем, а основывались на результатах экспериментальных исследований.

В данной работе рассматривается газовый демпфер, устанавливаемый в кислородный топливный трубопровод и необходимый для понижения собственной частоты топливоподводящей магистрали для исключения совпадения этой частоты с резонансной частотой корпуса ракеты [4].

2 Разработка математической модели газового демпфера

При выводе уравнений газового демпфера (рисунок 1) принимается ряд упрощающих допущений: рабочее тело в газовой полости – идеальный газ; перепад давления на игле (в сечении 1-1) – сверхкритический; входной импеданс отводящей присоединённой системы равен нулю ( ); теплообмен с окружающей средой через стенки ГД отсутствует; вся масса кислорода, находящаяся в жидкостной полости демпфера и отводах находится в жидком состоянии.

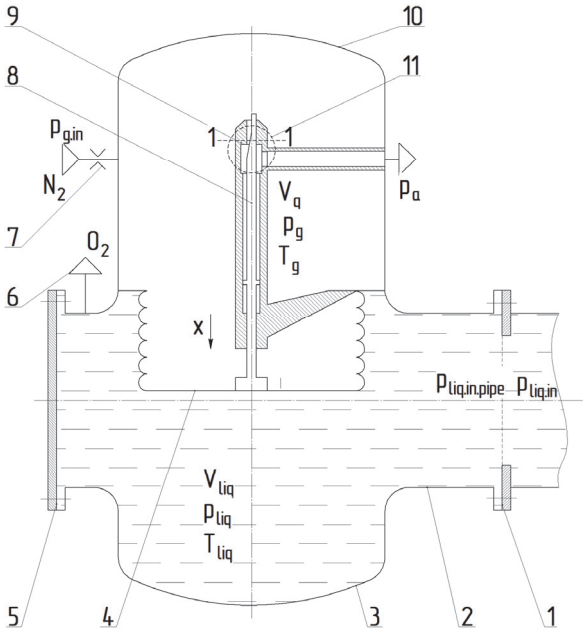


Рисунок 1. Пневмогидравлическая схема газового демпфера:
1 - фланец для подсоединения к кислородному топливному трубопроводу (входной фланец); 2 - входной патрубок; 3 - жидкостная полость; 4 - сильфон; 5 - фланец заправочной магистрали (выходной фланец); 6 - дренаж газообразного кислорода; 7 - дроссель подвода азота к газовой полости демпфера; 8 - игла; 9 - направляющая; 10 - газовая полость; 11 - газовый регулируемый автоматический дроссель

С учётом принятых допущений выводятся алгебраические и дифференциальные уравнения газового демпфера, из решения которых могут быть получены его динамические характеристики. Рассмотрим представленную выше динамическую систему, состоящую из иглы 8 массой m, закреплённой на упругой связи с жёсткостью сильфона J, и линейным демпфированием D. Полагая, что состояние газа в газовой полости изменяется по адиабатному закону, можем записать [5]:

$$C \cdot \frac{dp_g}{dt} = G_{g.in} - G_{g.out}, \qquad (1)$$

где $C = \frac{V_g}{k \cdot R \cdot T_g}$ - акустическая ёмкость; p_g - давление в газовой полости; $G_{g.in}$ - массовый расход газа на входе в газовую полость; $G_{g.out}$ - массовый расход на выходе из газовой полости; R - газовая постоянная; V_g - объём газовой полости; T_g - температура в газовой полости; k - показатель адиабаты.

Расход газа через дросселирующее сечение, определяемое положением иглы, выражается формулами Сен-Венана - Ванцеля [5]:

$$G_{out} = \mu_{out} \cdot F(x) \cdot p_g \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_g} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_g} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_g} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \qquad (2)$$

при $\frac{p_a}{p_g} > \beta_{cr}$ и

$$G_{out} = \mu_{out} \cdot F(x) \cdot p_g \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_g}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}, \qquad (3)$$

при $\frac{p_a}{p_g} \le \beta_{cr}$,

где μ_{out} - коэффициент расхода в зазоре между иглой и направляющей 9; F(x) - переменная площадь проходного сечения газового регулируемого автоматического дросселя; p_a - атмосферное давление; β_{cr} - критическое отношение давлений.

Площадь проходного сечения F(x) может определяться согласно зависимостям, графически представленным на рисунке 2.

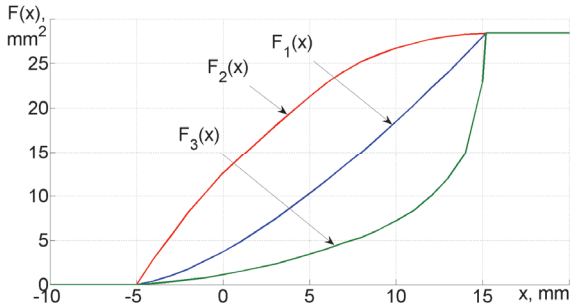


Рисунок 2. Зависимость площади проходного сечения газового регулируемого автоматически дросселя от положения иглы

Массовый расход газа на входе в газовую полость определяется дросселем 7 со сверхкритическим перепадом давления и записывается аналогично выражению (3):

$$G_{in} = \mu_{in} \cdot F_{in} \cdot p_{g.in} \cdot \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_g}} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}, \quad (4)$$

где μ_{in} - коэффициент расхода дросселя 7; F_{in} - площадь проходного сечения дросселя 7.

Массовый расход газа, обусловленный движением торцевой поверхности сильфона, определяется следующим образом:

$$G_{g.x} = \frac{p_g}{R \cdot T_g} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (5)$$

здесь x - перемещение иглы; t - время.

Уравнение равновесия иглы, как динамического звена с сосредоточенными параметрами m, J, D, представим в виде:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + N_{fric} \cdot sign(\frac{dx}{dt}) + J \cdot x + + p_{liq} \cdot F_{bel} - p_g \cdot F_{bel} + m \cdot g \cdot (1 \pm n_x) = 0, \quad (6)$$

где m - приведённая масса иглы с сильфоном; N_{fric} - сила сухого трения; p_{liq} - давление в жидкостной полости; F_{bel} - эквивалентная площадь торцевой поверхности сильфона; g - ускорение свободного падения; n_x - осевая перегрузка.

Далее запишем основные формулы, определяющие рабочие процессы в жидкостной полости. Изменение давления в жидкостной полости связано с изменением расходов, поступающих в нее жидкости:

$$\frac{V_{liq}}{\rho_{liq} \cdot c^2} \cdot \frac{dp_{liq}}{dt} = Q_{liq.x} + Q_{liq.pipe}, \quad (7)$$

где V_{liq} - объем жидкостной полости; ρ_{liq} - плотность жидкого кислорода; $Q_{liq.x}$ - объемный расход жидкого кислорода, связанный с движением торцевой поверхности сильфона; $Q_{liq.pipe}$ - объемный расход жидкости через фланец в подводящий патрубок 2.

Уравнение движения жидкого кислорода в подводящем патрубке без учёта гидравлических потерь из-за их малости примет вид:

$$(p_{liq.in.pipe} - p_{liq}) \cdot \frac{F_{pipe} \cdot \rho_{liq}}{l_{pipe}} = \frac{dQ_{liq.pipe}}{dt}, \quad (8)$$

где $p_{liq.in.pipe}$ - давление жидкого кислорода за фланцем; p_{liq} - давление жидкости на выходе из патрубка (перед торцем сильфона); F_{pipe} - площадь подводящего патрубка; l_{pipe} - длина патрубка; $Q_{liq.pipe}$ - объемный расход в подводящем патрубке.

Массовый расход газа, идущий на изменение давления в жидкостной полости определяется аналогично формуле (5):

$$Q_{liq.x} = F_{bel} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (9)$$

Объемный расход через входной фланец 1 определяется следующим выражением:

$$Q_{liq.fl} = \mu_{fl} \cdot F_{fl} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{liq}} \cdot (p_{liq.in} - p_{liq.in.pipe})}, \quad (10)$$

где μ_{fl} - коэффициент расхода входного фланца; F_{fl} - площадь проходного сечения фланца; $p_{liq.in.pipe}$ - давление жидкого кислорода за фланцем; $p_{liq.in}$ - давление жидкости на входе во фланец.

3 Исследование переходных характеристик газового демпфера

Полученная система уравнений (1) - (9) описывает функционирование ГД. Исследование переходных характеристик демпфера проводилось численным методом в программной среде MATLAB/SIMULINK при конструктивно-настроечных параметрах, представленных в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

Параметр, единица измерения	Обозначение	Значение
Масса иглы, кг	m	3.5
Жёсткость сильфона, кН/м	J	64

Объем жидкостной полости, л	V_{liq}	21
Объем газовой полости, л	V_g	17
Температура торможения азота (N_2), К	T	293
Газовая постоянная, Дж/кг/К	R	287
Площадь проходного сечения входного фланца, м^2	F_{fl}	0.03
Площадь торцевой поверхности сильфона, м^2	F_{bel}	0.05
Плотность жидкого кислорода. кг/м^3	ρ_{liq}	1141
Скорость звука в жидком кислороде, м/с	c	835

При моделировании использовался одношаговый явный метод Рунге-Кутта 4-го и 5-го порядка (ode 45). Это классический метод, рекомендуемый для начальной пробы решения. Во многих случаях он дает хорошие результаты.

На рисунках 4-7 показаны графики изменения положения иглы, давления в газовой и жидкостной полостях, а также массового расхода газа на выходе по времени при ступенчатом увеличении давления $p_{liq.in}$ жидкого кислорода перед входным фланцем (рисунок 3).

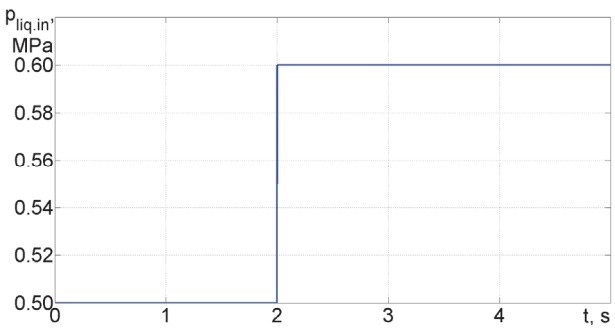


Рисунок 3. Возмущающее воздействие в виде ступенчатого изменения давления на входе во фланец демпфера

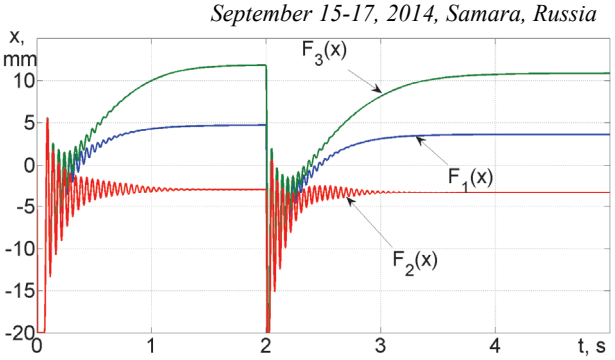


Рисунок 4. Переходные процессы по положению иглы при ступенчатом изменении давления жидкого кислорода перед входным фланцем для вариаций геометрических площадей проходного сечения газового автоматически регулируемого дросселя

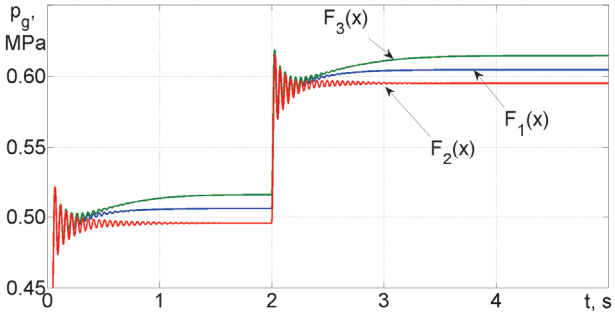


Рисунок 5. Переходные процессы по давлению в газовой полости при ступенчатом изменении давления жидкого кислорода перед входным фланцем для вариаций геометрических площадей проходного сечения газового автоматически регулируемого дросселя

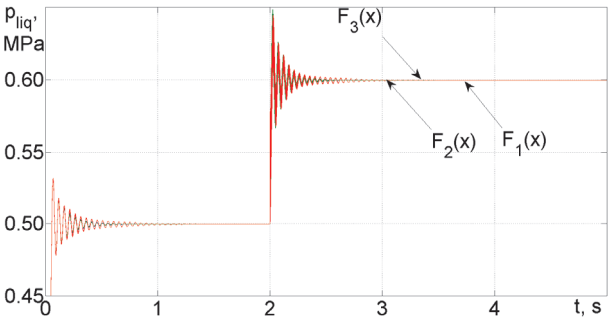


Рисунок 6. Переходные процессы по давлению в жидкостной полости при ступенчатом изменении давления жидкого кислорода перед входным фланцем для вариаций геометрических площадей проходного сечения газового автоматически регулируемого дросселя

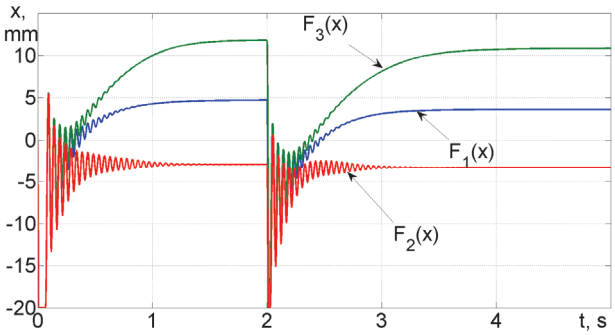


Рисунок 7. Переходные процессы по массовому расходу газа на выходе при ступенчатом изменении давления жидкого кислорода перед входным фланцем для вариаций геометрических площадей проходного сечения газового автоматически регулируемого дросселя

При резком изменении давления жидкого кислорода на входе во фланец газового демпфера, связанного, например, с баковыми процессами во время полета РН, происходят колебания сильфона с иглой, как типового звена второго порядка. Анализ приведенных выше графиков показывает, что оптимальное функционирование демпфера будет обеспечено при характеристике $F_1(x)$, близкой к линейной. Более "крутая" зависимость $F_3(x)$ может привести к чрезмерному колебательному процессу рабочих параметров демпфера и, вероятно, к выводу последнего из строя. Более "пологая" характеристика $F_2(x)$, напротив, обладает повышенным демпфированием из-за увеличения пневматической жесткости газовой полости, что приводит к уменьшению быстродействия газового демпфера.

4 Исследование частотных характеристик газового демпфера

Частотные характеристики газового демпфера необходимы при анализе влияния топливоподводящих магистралей на продольную устойчивость РН. Моделирование газового демпфера с целью получения частотных характеристик проводилось в программном пакете AMESim [6] в соответствие со схемой на рисунке 1 и формулами (1)…(9). Модель демпфера в программном пакете AMESim приведена на рисунке 8.

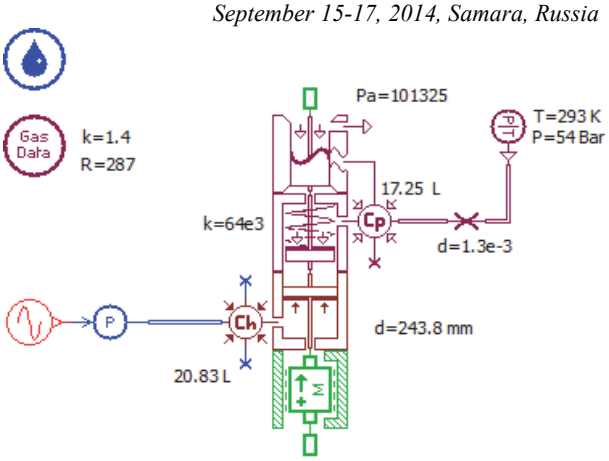


Рисунок 8. Расчётная модель газового демпфера в программном пакетеAMESim

При моделировании демпфера в пакете AMESim учитывались инерционность, ёмкость и трение в подводящей магистрали, изменение объёмов жидкостной и газовой полостей демпфера, упругие свойства сильфона, его масса и трение скольжения подвижных частей [7]. Зависимость площади открытия иглы от его перемещения $F_2(x)$ была задана таблично в соответствие с графиками, приведенными на рисунке 2.

Целью моделирования демпфера в программном пакете AMESim в дополнение к созданной модели в пакете Matlab/Simulink была проверка и сопоставление полученных результатов для валидации разработанной модели. В программном пакете AMESim имеется библиотека готовых моделей гидравлических и пневматических элементов и, что особенно важно, моделей гидравлических магистралей в распределённых параметрах.

К тому же программный пакет AMESim предоставляет широкие возможности при формировании всех полученных моделей в единую систему. При этом модели могут быть разработаны в разных программных пакетах математического и физического моделирования.

При расчёте частотных характеристик газового демпфера в программном пакете AMESim была проведена линеаризация методом малых отклонений нелинейных функций, входящих в систему уравнений, в автоматическом режиме. Были рассчитаны амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики демпфера в виде отношения комплексной амплитуды колебаний

расхода на входе в демпфер к комплексной амплитуде колебаний давления. Такое отношение параметров газового демпфера называют его акустической проводимостью.

На рисунке 9 приведены модуль и аргумент акустической проводимости или амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики демпфера.

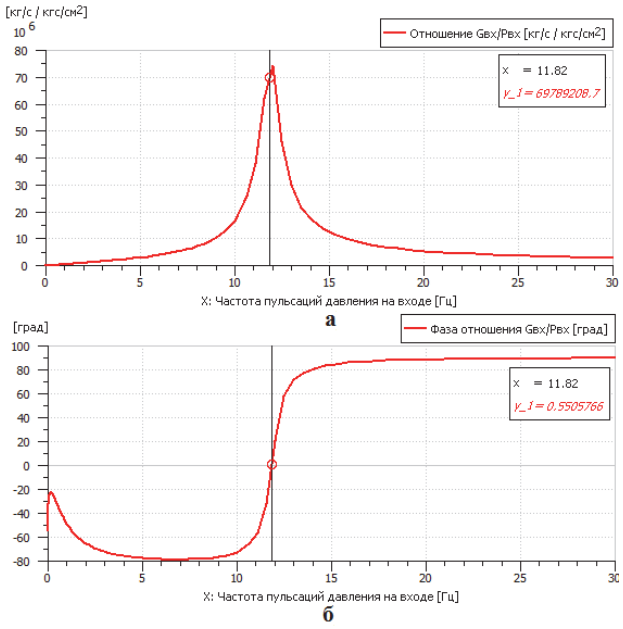


Рисунок 9. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики газового демпфера

На рисунке 10 показаны зависимости изменения объёма поступившего в полость демпфера жидкости от давления на входе в патрубок при гармонических колебаниях на до резонансной, резонансной и после резонансной частотах.

Из представленных характеристик ясно, что они представляют собой гистерезисные зависимости, как для механического демпфера в виде зависимости усилия приложенного к нему от деформации. Чем больше площадь, охватываемая замкнутыми кривыми, тем больше затрачиваемая на демпфирование энергия колебаний. Наклоны гистерезисных кривых зависят от частоты колебаний расхода и давления на входе в патрубок демпфера.

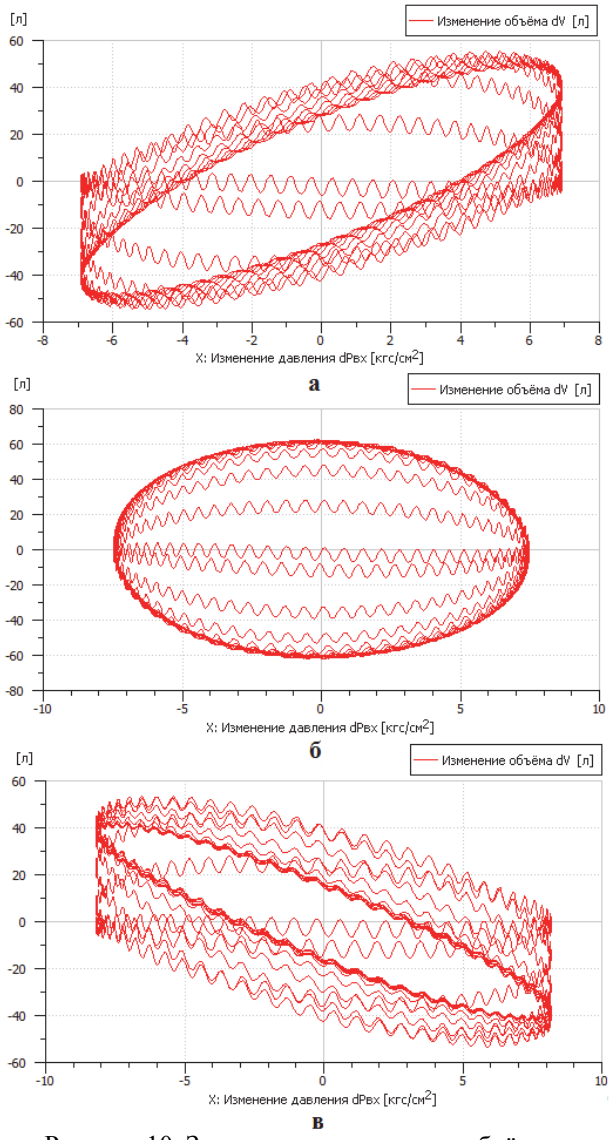


Рисунок 10. Зависимость изменения объёма жидкости, поступившего в полость газового демпфера от давления на входе в патрубок при гармонических колебаниях на до резонансной (а), резонансной (б) и послерезонансной (в) частотах

Как видно из рисунка, резонансная частота демпфера равна 11,8 Гц и отношение $|G_{in}/P_{in}|$ на этой частоте равно $69.7 \cdot 10^6 \frac{кг/с}{кгс/см^2}$.

При рассмотрении фазовой характеристики на рисунке 9,б видно, что при прохождении через резонансную частоту аргумент отношения $arg(G_{in}/P_{in})$ поворачивается на 180°.

5 Заключение

Разработанная математическая модель газового демпфера может быть использована при исследовании динамических характеристик топливоподающего тракта, прогнозировании отклонения его характеристик из-за технологического разброса параметров элементов агрегата или из-за возникшего дефекта в их конструкции.
Кроме того разработанная математическая модель газового демпфера является несомненно одним из компонентов при моделировании динамических процессов в системе топливопитания и оценке запаса продольной устойчивости ракеты-носителя.

Список использованных источников

[1] NASA Experience with Pogo in Human Spaceflight Vehicles, NATO RTO Symposium ATV-152 on Limit-Cycle Oscillations and Other Amplitude-Limited, Self-Excited Vibrations; 5-8 May 2008; Norway, P. 23.
[2] Натанзон, М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты [Текст] / М.С. Натанзон. - М., Машиностроение, 1977. - 205 с.
[3] 한국추진공학회지 제11권 제5호, 2007.10, P. 23-30
[4] Вуде. Метод расчёта колебаний расхода жидкости в трубопроводах ЖРД [Текст] / Вуде // Ракетная техника. - 1961. - №11. – С. 96-104.
[5] Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов [Текст]: Учеб. для вузов по направлению подгот. дипломир. специалистов в обл. техники и технологии / Д.Н. Попов. - 2-е изд., стер. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 319 с.
[6] Zielke W., 1968, Frequency-dependent friction in transient pipe flow, Trans. ASME J. Basic Engng, 90 (&), 109-115
[7] 30 Sanada, K., Richards, C. W., Longmore, D. K. and Johnston, D. N., 1993. A finite Element Model of Hydraulic Pipelines Using an Optimized Interlacing Grid System. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 207 (I), pp. 213-222.
[8] Lallement J., 1976, Etude du comportement dynamique des lignes hydrauliques, Lesmémoires techniques du CETIM

THE CALCULATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ROCKET CARRIER LONGITUDINAL STABILITY GAS DAMPENER

Asgat G. Gimadiev,
Pavel I. Greshnyakov,
Dmitry M. Stadnik

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation

Denis A. Odinokov,

JSCo "Space Rocket Centre "Progress",
Zemetsa 18
Samara,443009, Russian Federation

Based on the energy equation for the dampener gas and liquid spaces, the equations of continuity and balance of moving parts a mathematical model is created that allows to evaluate the influence of various design parameters on the dynamic properties. Transient and particular characteristics of the dampener are obtained using the Simulink and AMESim software packages.

Keywords: *gas dampener, dynamic characteristics, frequency characteristics, Simulink, AMESim*

References

[1] NASA Experience with Pogo in Human Spaceflight Vehicles, NATO RTO Symposium ATV-152 on Limit-Cycle Oscillations and Other Amplitude-Limited, Self-Excited Vibrations; 5-8 May 2008; Norway, P. 23.
[2] Natanzon, M.S. Prodol'nye avtokolebanija zhidkostnoj rakety [Tekst] / M.S. Natanzon. - M., Mashinostroenie, 1977. - 205 s.
[3] 한국추진공학회지 제11권 제5호, 2007.10, P. 23-30
[4] Vude. Metod raschjota kolebanij rashoda zhidkosti v truboprovodah ZHRD [Tekst] / Vude // Raketnaja tehnika. - 1961. - №11. – S. 96-104.
[5] Popov, D.N. Mehanika gidro- i pnevmoprivodov [Tekst]: Ucheb. dlja vuzov po napravleniju podgot. diplomir. specialistov v obl. tehniki i tehnologii / D.N. Popov. - 2-e izd., ster. - M.: Izd-vo MGTU im. N. JE. Baumana, 2002. - 319 s.
[6] Zielke W., 1968, Frequency-dependent friction in transient pipe flow, Trans. ASME J. Basic Engng, 90 (&), 109-115

[7] Sanada, K., Richards, C. W., Longmore, D. K. and Johnston, D. N., 1993. A finite Element Model of Hydraulic Pipelines Using an Optimized Interlacing Grid System. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 207 (I), pp. 213-222.
[8] Lallement J., 1976, Etude du comportement dynamique des lignes hydrauliques, Lesmémoires techniques du CETIM

УДК 629.7.036

ВЛИЯНИЕ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННЫХ ОБРАЗЦОВ

В.А. Кирпичёв,
В.П. Сазанов,
О.Ю. Семёнова,
Н.Н. Микушев,
Е.Е. Кочерова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Россия,
443086
sopromat@ssau.ru

Изучены закономерности влияния на предел выносливости размеров поперечного сечения цилиндрических образцов из стали 20 в условиях концентрации напряжений, подвергнутых упрочнению различными мемеметодами поверхностного пластического деформирования. Установлено, что для сохранения положительного эффекта от поверхностного упрочнения при увеличении диаметра поперечного сечения необходимо увеличивать толщину поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями пропорционально размерам поперечного сечения деталей. Показано, что наиболее точную оценку влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с концентраторами различного диаметра даёт критерий среднеинтрегральных остаточных напряжений, вычисленный по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

***Ключевые слова**: детали различного диаметра, поверхностное упрочнение, предел выносливости, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений*

1 Введение

При внедрении в производство упрочняющих технологий необходимо разрабатывать и апробировать научно обоснованные расчётные методы прогнозирования характеристик сопротивления усталости деталей с целью сокращения длительных и дорогостоящих испытаний на усталость. После упрочнения различными методами поверхностного пластического деформирования в поверхностном слое деталей возникают наклёп и сжимающие остаточные напряжения. Основную роль в повышении сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей в условиях концентрации играют сжимающие остаточные напряжения [1, 2]. В работе [3] для прогнозирования приращения предела выносливости упрочнённых деталей с концентраторами был предложен критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ в виде

$$\overline{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi}\int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}}d\xi, \qquad (1)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали с концентратором по толщине поверхностного слоя y; $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от поверхности дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали на пределе выносливости (рисунок 1).

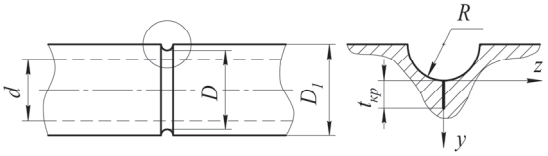


Рисунок 1. Цилиндрический образец с надрезом полукруглого профиля и нераспространяющаяся трещина усталости

Приращение предела выносливости при изгибе в случае симметричного цикла $\Delta\sigma_{-1}$ упрочнённой детали с использованием критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ можно определить по следующей формуле:

$$\Delta\sigma_{-1} = \overline{\psi}_\sigma \cdot \left|\overline{\sigma}_{ост}\right|, \qquad (2)$$

где $\overline{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости

по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений.

2 Экспериментальные исследования

Для проверки возможности применения критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ при прогнозировании предела выносливости упрочнённых деталей из Ст. 20 были проведены эксперименты на цилиндрических образцах с круговыми надрезами полукруглого профиля (см. рисунок 1). Исследуемая сталь имела следующие механические характеристики: σ_T = 395 МПа, δ = 26,1%, $\sigma_в$ = 522 МПа, ψ = 65,9%, S_k = 1416 МПа.

Гладкие образцы диаметрами D_1 = 10 мм и D_1 = 25 мм с отверстием d = 15 мм подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО) дробью диаметром 1,5 – 2,5 мм при давлении воздуха 0,28 МПа в течение 10 минут, а также обкатке роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилии P = 0,5 кН (ОР1) и P = 1,0 (ОР2) кН с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Гладкие образцы диаметром D_1 = 50 мм с отверстием d = 40 мм подвергались обкатке роликом при усилиях P = 0,5 кН и P = 1,0 кН. Затем на все упрочнённые и неупрочнённые гладкие образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиуса R = 0,3 мм.

Остаточные напряжения в гладких образцах диаметром D_1 = 10 мм определялись экспериментально методом колец и полосок [4], а также методом удаления части цилиндрической поверхности [5]. Остаточные напряжения в гладких образцах диаметром D_1 = 25 мм с отверстием d = 15 мм и D_1 = 50 мм с отверстием d = 40 мм определялись методом колец и полосок [4]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a в гладких образцах представлено на рисунке 2. Необходимо отметить, что остаточные напряжения в гладких образцах диаметром D_1 = 10 мм, D_1 = 25 мм с отверстием d = 15 мм и D_1 = 50 мм с отверстием d = 40 мм практически не различались при одной и той же упрочняющей обработке, причём это различие при пневмодробеструйной обработке значительно меньше, чем при обкатке роликом. Такое совпадение распределений сжимающих остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя для цилиндрических сплошных образцов (деталей) и образцов различного диаметра с отверстием в случае, когда удвоенная толщина стенки равна диаметру гладкого образца, было описано в работах [6, 7].

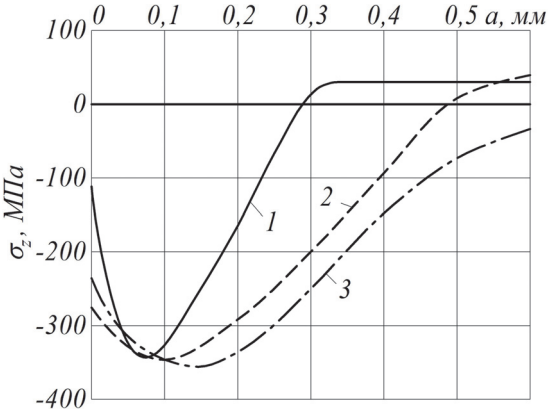


Рисунок 2. Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых гладких образцах из стали 20 после: *1* – ПДО; *2* – ОР1; *3* – ОР2

В гладких образцах после пневмодробеструйной обработки сжимающие остаточные напряжения имеют существенный спад до -110 МПа к поверхности образца, достигают максимума -340 МПа на глубине 0,07 мм и меняют знак на глубине 0,28 мм. После обкатки роликом при усилии P = 0,5 кН спад сжимающих остаточных напряжений к поверхности (σ_z = - 280 МПа) значительно меньше, чем после ПДО, максимум составляет -345 МПа на глубине 0,10 мм; смена знака происходит на глубине 0,48 мм. После обкатки роликом при усилии P = 1,0 кН спад сжимающих остаточных напряжений к поверхности (σ_z = - 230 МПа) несколько больше, чем при P = 0,5 кН максимум составляет 360 МПа на глубине 0,15 мм и смена знака напряжений происходит на глубине 0,71 мм.

Следовательно, с увеличением усилия обкатки роликом максимум сжимающих остаточных напряжений смещается вглубь от поверхности образца и увеличивается толщина поверхностного слоя со сжимающими

остаточными напряжениями. Эти закономерности распределения остаточных напряжений в гладких упрочнённых образцах (деталях) оказывают существенное влияние на сопротивление усталости при опережающем поверхностном пластическом деформировании [8].

Остаточные напряжения в образцах с надрезами определялись расчётным путём – суммированием дополнительных остаточных напряжений за счёт перераспределения остаточных усилий после опережающего поверхностного пластического деформирования (ОППД) и остаточных напряжений гладких образцов. При этом дополнительные остаточные напряжения вычислялись как аналитическим методом по методике работы [9], так и численным методом по первоначальным деформациям с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN. Необходимо отметить, что результаты определения дополнительных остаточных напряжений двумя методами имели хорошее совпадение. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a наименьшего сечения образцов с надрезами $R = 0{,}3$ мм приведено на рисунке 3.

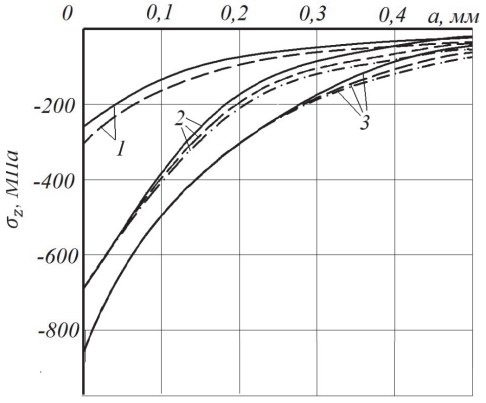


Рисунок 3. Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых образцах из стали 20 с надрезом $R = 0{,}3$ мм после:
1 – ПДО; *2* – ОР1; *3* – ОР2;
(—— – $D_1 = 10$ мм; – – – – $D_1 = 25$ мм, $d = 15$ мм;
– · – · – – $D_1 = 50$ мм, $d = 40$ мм)

Следует обратить внимание на то, что при упрочняющей обработке на одних и тех же режимах образцов диаметрами 10 мм, 25/15 мм/мм и 50/40 мм/мм с надрезами $R = 0{,}3$ мм остаточные напряжения несколько различаются, причём на поверхности надрезов в образцах после обкатки роликом напряжения одинаковы. В образцах после ПДО остаточные напряжения различаются и на поверхности надреза. Наблюдаемое различие в распределении остаточных напряжений в образцах с надрезами после ОППД при одинаковом распределении напряжений в гладких образцах объясняется тем, что с увеличением диаметра полого цилиндра при неизменной толщине стенки уменьшается величина растягивающих остаточных напряжений под упрочнённым поверхностным слоем. В результате при одинаковых дополнительных напряжениях после ОППД суммарные остаточные напряжения с увеличением диаметра образца с отверстием будут увеличиваться, что и наблюдалось в настоящем исследовании.

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла неупрочнённых и упрочнённых образцов диаметром $D_1 = 10$ мм проводились на машине МУИ-6000, диаметром $D_1 = 25$ мм с отверстием $d = 15$ мм – на машине УММ-01, диаметром $D_1 = 50$ мм с отверстием $d = 40$ мм – на машине УМП-02 [10], база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} представлены в таблице 1. Упрочнённые образцы, выстоявшие базу испытаний при напряжениях, равных пределу выносливости, доводились до разрушения при бóльшей нагрузке. На изломах этих образцов были обнаружены не распространяющиеся трещины усталости, глубина $t_{кр}$ которых представлена в таблице 1. Эта глубина соответствует зависимости $t_{кр}$ от размеров поперечного сечения детали (образца), установленной экспериментально в работе [11]

$$t_{кр} = 0{,}0216 \cdot D \left[1 - 0{,}04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0{,}54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]. \qquad (3)$$

В образцах диаметром $D_1 = 10$ мм нераспространяющаяся трещина имела концентрическую форму, так как эти образцы испытывались на усталость при чистом изгибе с вращением. В образцах диаметром

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений

D_1/d, мм/мм	Неупрочнённые образцы σ_{-1}, МПа	Упрочнённые образцы				
		обработка	σ_{-1}, МПа	$t_{кр}$, мм	$\overline{\sigma}_{ост}$, МПа	$\overline{\psi}_{\sigma}$
10/0	110	ПДО	155	0,203	-126	0,357
		ОР1	230	0,195	-337	0,356
		ОР2	267,5	0,205	-454	0,347
25/15	95	ПДО	127,5	0,452	-88	0,368
		ОР1	155	0,445	-181	0,331
		ОР2	177,5	0,442	-248	0,333
50/40	55	ОР1	92,5	0,730	-117	0,321
		ОР2	107,5	0,725	-158	0,332

$D_1 = 25$ мм с отверстием диаметром $d = 15$ мм и $D_1 = 50$ мм с отверстием диаметром $d = 40$ мм трещина имела серповидную форму, так как
испытания на усталость этих образцов проводились при поперечном изгибе в одной плоскости.

3 Расчётные исследования

Используя распределение осевых остаточных напряжений σ_z в образцах с надрезом $R = 0{,}3$ мм (рисунок 3) по толщине поверхностного слоя, равной $t_{кр}$, по формуле (1) вычислялись среднеинтегральные остаточные напряжения $\overline{\sigma}_{ост}$, значения которых представлены в таблице 1. Затем по формуле (2) рассчитывался коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости $\overline{\psi}_{\sigma}$, значения которого также приведены в таблице 1.

Из представленных в таблице 1 данных видно, что для цилиндрических сплошных и полых упрочнённых образцов с надрезом $R = 0{,}3$ мм из стали 20 значение коэффициента $\overline{\psi}_{\sigma}$ при изгибе в случае симметричного цикла составляет в среднем 0,343, что незначительно отличается от величины $\overline{\psi}_{\sigma} = 0{,}36$ для образцов и деталей из сталей других марок, алюминиевых сплавов и сплавов на основе никеля с такой же концентрацией напряжений [8].

4 Заключение

1. После упрочнения различными методами поверхностного пластического деформирования в гладких образцах диаметром $D_1 = 10$ мм, диаметром $D_1 = 25$ мм с отверстием $d = 15$ мм и диаметром $D_1 = 50$ мм с отверстием $d = 40$ мм из Ст.20 по толщине поверхностного слоя формируются одинаковые по величине и распределению сжимающие остаточные напряжения. В образцах с надрезами $R = 0{,}3$ мм после опережающего поверхностного пластического деформирования распределение сжимающих остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя несколько различается из-за различия величины растягивающих остаточных напряжений в сердцевине образцов.

2. Подтверждена зависимость (3) глубины нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ от размеров поперечного сечения полой детали на примере упрочнённых пневмодробеструйной обработкой и обкаткой роликом образцов из стали 20.

3. Установлено, что критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ может быть использован для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых полых цилиндрических деталей с концентраторами напряжений из стали 20 диаметром 10 – 50 мм.

Список использованных источников

[1] Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст] / И.А. Биргер – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.

[2] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. С. 25-27.

[3] Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

[4] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.

[5] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности [Текст] / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С.179-183.

[6] Павлов, В.Ф. Закономерности распределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических деталях с отверстием различного диаметра /В сб.: Труды четвёртой Всероссийской научной конференции с международным участием. Часть 1 / Математическое моделирование и краевые задачи [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов, О.Ю. Семёнова, Е.А. Денискина – Самара: СамГТУ, 2007. – С. 171-174.

[7] Павлов, В.Ф. Особенности распределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических деталях после дробеструйной обработки / В сб.: Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием. Часть 1 / Математическое моделирование и краевые задачи [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, О.Ю. Семёнова, В.Б. Иванов – Самара: СамГТУ, 2008. – С. 229-232.

[8] Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

[9] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып.1. – С. 88-95.

[10] Филатов, Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость [Текст] / Э.Я. Филатов, В.Э. Павловский. – Киев: Наукова Думка, 1985. – 92 с.

[11] Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение, 1988. – №12. – С. 37-40.

SCALE FACTOR INFLUENCE ON THE SURFACE HARLENED SPECIMENS ENDURANCE LIMIT

V.A. Kirpichyov,
V.P. Sazanov,
O.Y. Semyonova,
N.N. Mikushev
E.E. Kocherova

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia,
sopromat@ssau.ru.

The regularities of cylindrical specimens made of steel 20 and hardened by various methods of superficial plastic deforming cross-section sizes influence on the endurance limit under stresses concentration conditions have been examined. It's established that the surface layer thickness with the compressive residual stresses is necessary to increase proportionally to the parts dangerous section sizes for the safe of surface hardening positive effect. It's been shown that the average integral residual stresses criterion calculated through the part dangerous section surface layer, equal the fatigue non-propagating crack critical depth gives the more accurate evaluation of surface hardening influence on the parts of various diameters with concentrators endurance limit increment.

Key words: *Parts of various diameters; surface hardening; endurance limit; average integral residual stresses criterion*

References

[1] Birger I.A. Residual stresses. *Mashgiz,* 1963. 232 p. (in Russian).

[2] Ivanov S.I., Pavlov V.F. Residual stresses and peening influence on the fatigue strength. *Problems of strength,* 1976, no.5, pp. 25-27 (in Russian).

[3] Pavlov V.F. On the connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions. *Universities News. Mechanical Engineering* 1986, no. 8, pp. 29-32 (in Russian).

[4] Ivanov S.I. On residual stresses determining in a cylinder by rings-and-stripes method. *Residual stresses*, 1971, no. 53, pp. 32-42 (in Russian).

[5] Ivanov S.I, Grigorieva I.V. On residual stresses determining in a cylinder by removing part of the surface. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1971, no. 48, pp. 179-183 (in Russian).

[6] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Ivanov V.B., Semyonova O.Yu., Deniskina E.A. The regularities of residual stresses distribution in cylindrical parts with holes of various diameters. *Proceedings of the fourth All-Russian scientific conference with international participation*, 2007, pp. 171-174 (in Russian).

[7] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Semyonova O.Yu., Ivanov V.B. The peculiarities of residual stresses distribution in hardened cylindrical parts after shot-blasting. *Proceedings of the fifth All-Russian scientific conference with international participation*, 2008, pp. 229-232 (in Russian).

[8] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A, Vakulyuk V.S. Residual stresses and fatigue resistance of surface hardened parts with stress concentrators. *Publishing House of Samara Science Center, Russian Academy of Sciences*, 2012, 125 p. (in Russian).

[9] Ivanov S.I., Shatunov M.P., Pavlov V.F. The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1974, no. 1, pp. 88-95 (in Russian).

[10] Filatov E.Ya., Pavlovsky V.E. Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures. *Naukova Dumka*, 1985. 92 p. (in Russian).

[11] Pavlov V.F. The value and distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator influence on the endurance limit. Report 2. Hollow parts. *Universities News, Mechanical Engineering*, 1988, no.12, pp. 37-40 (in Russian).

УДК 629.7.036

ЗАВИСИМОСТЬ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ С НАДРЕЗАМИ ОТ ТОЛЩИНЫ УПРОЧНЁННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ

В.С. Вакулюк,
В.К. Шадрин,
В.Б. Иванов,
В.В. Лунин,
Н.А. Сургутанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
443086, Россия, г. Самара,
sopromat@ssau.ru

Проведённое исследование показало, что при опережающем поверхностном пластическом деформировании увеличение толщины слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладких образцов приводит к повышению предела выносливости образцов с надрезами за счёт увеличения сжимающих остаточных напряжений в их опасном сечении. С увеличением диаметра образцов при одной и той же упрочняющей поверхностной обработке толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями возрастает за счёт повышения жёсткости образцов с увеличением диаметра. Оценка приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых цилиндрических образцов с круговыми надрезами полукруглого профиля даёт приемлемые для практики результаты, что позволит значительно сократить длительные и дорогостоящие испытания на усталость.

***Ключевые слова**: Детали различного диаметра, поверхностное упрочнение, предел выносливости, критерий среднеинтергральных остаточных напряжений.*

1 Введение

В практике современного машиностроения при финишной обработке деталей механизмов и машин широкое применение нашли различные методы поверхностного пластического деформирования (ППД), которые приводят к существенному повышению сопротивления деталей усталости. При этом в каждом конкретном случае необходимо назначать наиболее оптимальные по характеристикам сопротивления усталости детали методы и режимы ППД. Проведённые к настоящему времени экспериментальные исследования [1-8] показывают, что эффективность обработки ППД зависит от величины и характера распределения сжимающих остаточных напряжений в упрочнённом поверхностном слое деталей.

Поэтому оптимальные методы и режимы ППД для конкретной детали представляется возможным по результатам исследования распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя её опасного сечения.

2 Экспериментальные исследования

Исследовалось влияние толщины упрочнённого поверхностного слоя при опережающем поверхностном пластическом деформировании (ОППД) на предел выносливости образцов из стали 20 ($\sigma_в$ = 522 МПа, $\delta = 26{,}1\%$, $\sigma_{0,2}$ = 395 МПа, $\psi = 65{,}9\%$, S_k = 1416 МПа) в условиях концентрации напряжений (рисунок 1). Для создания упрочнённого слоя различной толщины гладкие образцы диаметрами D = 10 мм, D = 25 мм и D = 25 мм с отверстием диаметра d = 15 мм подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО) дробью диаметром 1,5 - 2,5 мм при давлении воздуха 0,28 МПа в течение 10 минут, а также обкатке роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилиях P = 0,5 кН (ОР1) и P = 1,0 кН (ОР2) с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Остаточные напряжения в гладких образцах определялись методом удаления части цилиндрической поверхности [9]

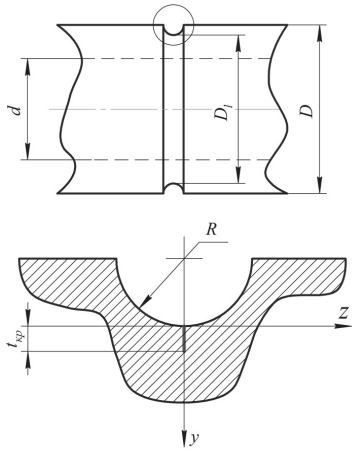
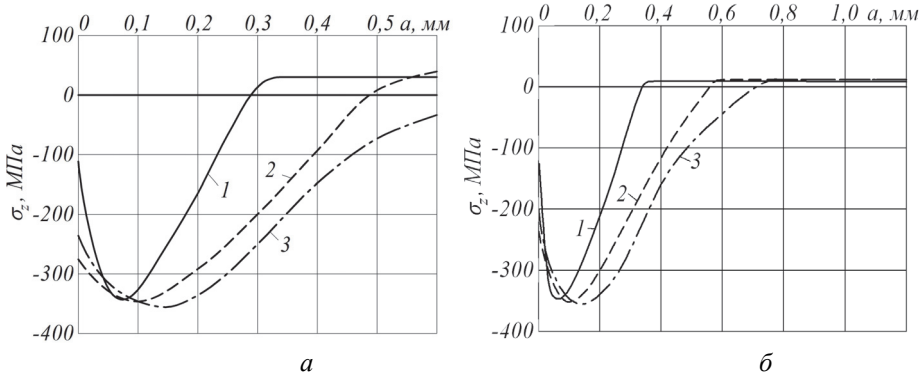


Рисунок 1. Цилиндрический образец с отверстием и не распространяющаяся трещина усталости

(D = 10 мм), а также методом колец и полосок [10]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов приведено на рисунке 2.

Из приведённых на рисунке 2 эпюр остаточных напряжений можно видеть, что в образцах диаметром D = 25 мм сжимающие остаточные напряжения и глубина их залегания несколько выше, чем в образцах диаметром D = 10 мм за счёт повышения жёсткости образцов с увеличением диаметра.

Максимальные сжимающие остаточные напряжения после использованных в исследовании методов поверхностного упрочнения различаются незначительно, составляя после пневмодробеструйной обработки -338 МПа (D = 10 мм) и -342 МПа (D = 25 мм), а после обкатки роликом -362 МПа (D = 10 мм) и -364 МПа (D = 25 мм).



а *б*

Рисунок 2. Осевые σ_z остаточные напряжения в гладких образцах диаметром D = 10 мм; D = 25 мм, d = 15 мм (*а*) и D = 25 мм (*б*) после:
1 – ПДО; *2* – ОР1; *3* – ОР2

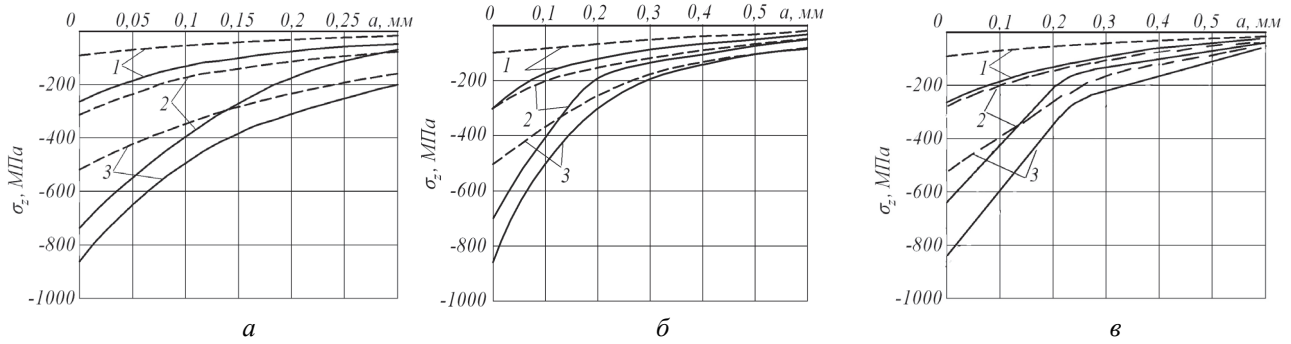
Однако толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями (толщина упрочнённого слоя) различается существенно, составляя после ПДО 0,29 мм (D = 10 мм) и 0,33 мм (D = 25 мм), после ОР при P = 0,5 кН – 0,48 мм (D = 10 мм) и 0,52 мм (D = 25 мм), а после ОР при P = 1,0 кН – 0,69 мм (D = 10 мм) и 0,71 мм (D = 25 мм). Следовательно, толщина упрочнённого слоя со сжимающими остаточными напряжениями после обкатки роликом при P = 1,0 кН превышает соответствующую толщину слоя после пневмодробеструйной обработки в 2,2 – 2,4 раза.

Следует отметить, что сжимающие остаточные напряжения в гладких образцах диаметром D = 10 мм и в образцах диаметром D = 25 мм с отверстием d = 15 мм после одной и той же упрочняющей обработки были практически одинаковыми, причём различие после ПДО было значительно меньше, чем после ОР. Такое совпадение распределений сжимающих остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя для цилиндрических сплошных образцов различного диаметра с отверстием в случае, когда удвоенная толщина стенки равна диаметру гладкого образца, было описано в работах [11, 12].

На все неупрочнённые и упрочнённые гладкие образцы фасонным резцом наносились круговые надрезы полукруглого профиля двух радиусов: R = 0,3 мм и R = 0,5 мм. Остаточные напряжения в упрочнённых

образцах с надрезами определялись как аналитическим, так и численным методами – суммированием дополнительных остаточных напряжений, возникающих за счёт перераспределения остаточных усилий образцов при нанесении надрезов, и исходных остаточных напряжений [13]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя наименьшего сечения образцов с надрезами приведено на рисунке 3.

Из приведённых на рисунке 3 данных видно, что в упрочнённых роликом образцах с надрезами сжимающие остаточные напряжения су щественно выше как на поверхности, так и по толщине поверхностного слоя наименьшего сечения, чем в образцах, упрочнённых пневмодробеструйной обработкой. Наблюдаемое различие в распределении остаточных напряжений образцов с надрезами обусловлено тем, что толщина упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов после обкатки роликом больше, чем после пневмодробеструйной обработки (см. рисунок 2).



а *б* *в*

Рисунок 3. Осевые σ_z остаточные напряжения в образцах диаметром D = 10 мм (*а*), D = 25 мм (*б*) и D = 25 мм, d = 15 мм (*в*) с надрезами (—— – R = 0,3 мм; – – – – R = 0,5 мм) после:
1 – ПДО; *2* – ОР1, *3* – ОР2

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла образцов с надрезами диаметром D = 10 мм проводились на машине МУИ-6000, диаметром D = 25 мм – на машине УММ-01 [14], база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} приведены в таблице 1.

Из приведённых в таблице 1 данных следует, что предел выносливости образцов с надрезами после обкатки роликом существенно выше, чем после пневмодробеструйной обработки. При радиусе надреза R = 0,3 мм предел выносливости σ_{-1} образцов после ОР2 повысился в 2,4 (D = 10 мм) и в 1,6 (D = 25 мм) раза, а после ПДО только в 1,4 (D = 10 мм) и в 1,3 (D = 25 мм) раза. С увеличением радиуса надреза до 0,5 мм это различие повышается. Следовательно, с увеличением толщины упрочнённого поверхностного слоя (толщины слоя со сжимающими остаточными напряжениями) гладких образцов при ОППД предел выносливости образцов с надрезами, нанесёнными на эти гладкие образцы, повышается. В упрочнённых образцах после испытаний на усталость были обнаружены не распространяющиеся трещины усталости, которые для образцов диаметром D = 10 мм имели концентрическую, а для образцов диаметром D = 25 мм и D/d = 25/15 мм/мм – серповидную форму. Концентрическая форма не распространяющейся трещины объясняется тем, что испытания образцов диаметром D = 10 мм проводились при изгибе с вращением образца, а диаметром D = 25 мм и D/d = 25/15 мм/мм – при изгибе в одной плоскости.

На рисунках 4 и 5 представлены фотографии изломов образцов диаметром D = 10 мм (рисунок 4) и диаметром D/d = 25/15 мм/мм (рисунок 5), на которых видны нераспространяющиеся трещины усталости *2*. Средняя критическая глубина $t_{кр}$ трещин в образцах, испытанных при напряжениях, равных пределу выносливости, составляла:

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость образцов с надрезами

D, мм	*d*, мм	*R* , мм	Неупрочн. образцы σ_{-1}, МПа	Упрочнённые образцы			
				обработка	σ_{-1}, МПа	$\overline{\sigma}_{ост}$, МПа	$\overline{\psi}_{\sigma}$
10	0	0,3	110	ПДО	155	-126	0,357
				ОР1	230	-337	0,356
				ОР2	267,5	-454	0,347
		0,5	120	ПДО	137,5	-48	0,365
				ОР1	187,5	-178	0,379
				ОР2	250	-333	0,390
25	0	0,3	107,5	ПДО	137,5	-87	0,345
				ОР1	165	-171	0,336
				ОР2	175	-202	0,334
		0,5	112,5	ПДО	130	-52	0,337
				ОР1	150	-111	0,338
				ОР2	172,5	-169	0,355
25	15	0,3	95	ПДО	127,5	-88	0,368
				ОР1	155	-181	0,331
				ОР2	177,5	-248	0,333
		0,5	110	ПДО	127,5	-47	0,372
				ОР1	152,5	-128	0,332
				ОР2	182,5	-218	0,333

при D = 10 мм $t_{кр}$ = 0,201 мм (R = 0,3 мм) и $t_{кр}$ = 0,197 мм (R = 0,5 мм), при D = 25 мм $t_{кр}$ = 0,525 мм (R = 0,3 мм) и $t_{кр}$ = 0,523 мм (R = 0,5 мм), при D/d = 25/15 мм/мм $t_{кр}$ = 0,446 мм (R = 0,3 мм) и $t_{кр}$ = 0,442 мм,

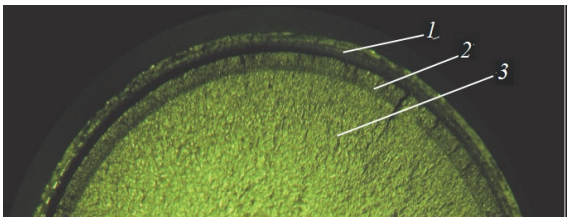


Рисунок 4. Излом упрочнённого дробью образца диаметром D = 10 мм с надрезом R = 0,5 мм: *1* – надрез, *2* – нераспространяющаяся трещина, *3* – зона долома

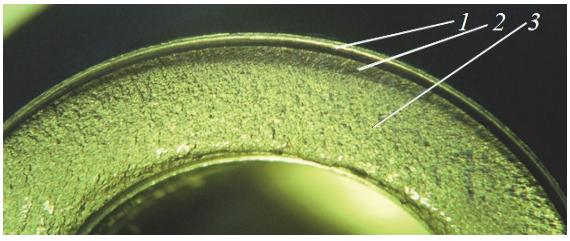


Рисунок 5. Излом упрочнённого роликом образца с отверстием диаметром D/d = 25/15 мм с надрезом R = 0,5 мм: *1* – надрез, *2* – не распространяющаяся трещина, *3* – зона долома

что соответствует данным работы [5] о зависимости величины $t_{кр}$ от диаметра опасного сечения поверхностно упрочнённых образцов и деталей, изготовленных из других сталей и сплавов.

3 Расчётные исследования

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов с надрезами проводилась по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ [15]

$$\overline{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi}\int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}}d\xi ,$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении образца (детали) по толщине поверхностного слоя a, $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от дна надреза до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$ (рис.1), $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе образца (детали) на пределе выносливости.

Приращение предела выносливости упрочнённых образцов $\Delta\sigma_{-1}$ с использованием критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ определялось по зави-

симости $\Delta\sigma_{-1} = \overline{\psi}_\sigma |\overline{\sigma}_{ост}|$, где $\overline{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по разрушению.

Значения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ и коэффициента $\overline{\psi}_\sigma$ приведены в таблице 1. Можно видеть, что коэффициент $\overline{\psi}_\sigma$ имеет небольшое рассеяние, составляя в среднем для образцов диаметром D = 10 мм значение 0,366, диаметром D = 25 мм – 0,341, диаметром D/d = 25/15 мм/мм – 0,345, и незначительно отличается от значения $\overline{\psi}_\sigma$ = 0,36, установленного в [5] для упрочнённых образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений. Ме́ньшее в среднем значение коэффициента $\overline{\psi}_\sigma$ для образцов диаметром D = 25 мм объясняется, очевидно, бóльшей концентрацией напряжений с увеличением диаметра образца при одном и том же радиусе полукруглого надреза, на что указывалось в работе [16].

4 Заключение

1. Проведённое исследование показало, что при опережающем поверхностном пластическом деформировании увеличение толщины слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладких образцов приводит к повышению предела выносливости образцов с надрезами за счёт увеличения сжимающих остаточных напряжений в их опасном сечении.

2. С увеличением диаметра гладких образцов (деталей) при одной и той же поверхностной упрочняющей обработке толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями возрастает за счёт повышения жёсткости образцов.

3. Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ для образцов из стали 20 диаметрами D = 10 мм, D = 25 мм и D/d= 25/15 мм/мм соответствует установленный ранее зависимости $t_{кр}$ от диаметра опасного сечения образцов и деталей, изготовленных из других материалов.

4. Оценка приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений даёт приемлемые для практики результаты, что позволит значительно сократить длительные и дорогостоящие испытания на усталость.

Список использованных источников

[1] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности, 1976. – №5. – С. 25-27.

[2] Павлов, В.Ф. Связь остаточных напряжений и предела выносливости при кручении в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, А.А. Прохоров // Проблемы прочности. – 1991. – №5. – С. 43-46.

[3] Радченко, В.П. Влияние превмодробеструйной обработки и термоэкспозиции на остаточные напряжения и предел выносливости образцов с надрезами из сплавов В95 и Д16Т [Текст] / В.П. Радченко, В.А. Кирпичёв, В.В. Лунин // Вестник Сам ГТУ. Сер.: физ-мат. науки, 2011. – № 3 (24). – С. 181-184.

[4] Павлов, В.Ф. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.С. Вакулюк, А.В. Чирков, В.П. Сазанов // Вестник УГАТУ, 2011 – Т. 15. – №4 (44). – С. 111-115.

[5] 5. Павлов, В.Ф. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

[6] Кирпичёв, В.А. Остаточные напряжения и сопротивление усталости образцов с V – оббразным надрезами из стали ВНС 40 [Текст] / В.А. Кирпичёв, М.Н. Саушкин, В.П. Сазанов, О.Ю. Семёнова // Вестник СГАУ. – 2012. – №5 (36). Ч. 1. – С. 95-99.

[7] Радченко, В.П. Влияние обкатки роликом на остаточные напряжения и сопротивление усталости образцов из стали 40ХН [Текст] / В.П. Радченко, В.А. Кирпичёв, В.В. Лунин // Вестинк Сам ГТУ. Сер.: техн. науки. – 2013. –№1 (37). – С. 142-150.

[8] Вакулюк, В.С. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов с концентраторами напряжений [Текст] / В.С. Вакулюк, В.А. Кирпичёв, В.Ф. Павлов, В.П. Сазанов. // Вестник УГАТУ, 2013. – Т.17. – №1 (54). – С. 45-49.

[9] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности [Текст] / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.

[10] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.

[11] Павлов, В.Ф. Закономерности распределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндриче-

ских деталях с отверстием различного диаметра [Текст] / В.Ф Павлов, В.А. Кирпичёв, В.Б. Иванов, О.Ю. Семёнова, Е.А. Денискина // В сб.: Труды четвёртой Всероссийской научной конференции с международным участием. Часть 1 / Математическое моделирование и краевые задачи. – Самара: СамГТУ, 2007. – С. 171 - 174.

[12] Павлов, В.Ф. Особенности распределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических деталях после дробеструйной обработки [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, О. Ю. Семёнова, В.Б. Иванов // В сб.: Труды пятой Всероссийской научной конференции с международным участием. Часть 1 / Математическое моделирование и краевые задачи. – Самара: СамГТУ, 2008. – С. 229 - 232.

[13] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып. 1. – С. 88-95.

[14] Филатов, Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость [Текст] / Э.Я. Филатов, В.Э. Павловский – Киев: Наукова Думка, 1985. – 92 с.

[15] Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.

[16] Кирпичёв, В.А. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений [Текст] / В.А. Кирпичёв, А.П. Филатов, О.В. Каранаева, А.В. Чирков, О. Ю. Семёнова // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 678-685.

THE DEPENDENCE OF SPECIMENS WITH CUTS ENDURANCE LIMIT ON HARDENED SURFACE LAYER THICKNESS

V.S. Vakulyuk,
V.K. Shadrin,
V.B. Ivanov,
V.V. Lunin,
N.A. Surgutanov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia
sopromat@ssau.ru

The carried out research has been shown that the increase of the layer with the compressive residual stresses of smooth specimens thickness under superficial plastic deforming leads to the increase of specimens endurance limit due to compressive residual stresses rising in their dangerous section. When smooth specimens' diameter rising under the same surface hardening the thickness of the layer with the compressive residual stresses increases due to the specimens hardness rise at diameter increase. The surface hardened cylindrical specimens with semicircular cut endurance limit evaluation gives acceptable for practice results. It makes possible to reduce essentially the durable and expensive fatigue tests.

***Key words**: Outstripping superficial plastic deforming; surface layer thickness; residual stresses; endurance limit.*

References

[1] Ivanov S.I., Pavlov V.F. Residual stresses and peening influence on the fatigue strength. *Problems of strength,* 1976, no.5, pp. 25-27 (in Russian).

[2] Pavlov V.F., Prokhorov A.A. The connection between residual stresses and endurance limit under the torsion in stresses concentration conditions. *Problems of strength,* 1991, no.5, pp. 43-46 (in Russian).

[3] Radchenko V.P., Kirpichyov V.A, Lunin V.V. Shotblasting influence on the endurance limit of specimens made of alloys V95 and D16T with notches. *Samara State Technical University bulletin,* 2011, no. 3 (24), pp. 181-184 (in Russian).

[4] Pavlov V.F., Vakulyuk V.S., Chirkov A.V., Sazanov V.P. Surface hardened parts endurance limit prediction in stresses concentration conditions. *Ufa State Aviation Technical University bulletin,* 2011, vol. 17, no.4 (44). – pp. 111-115 (in Russian).

[5] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A, Vakulyuk V.S. Residual stresses and fatigue resistance of surface hardened parts with stress concentrators. *Publishing House of Samara Science Center, Russian Academy of Sciences*, 2008. 64 p. (in Russian).

[6] Kirpichyov V.A, Saushkin M.N., Sazanov V.P., Semyonova O.Yu. Residual stresses and fatigue resistance of specimens with V- form cuts made of ВНС40 steel. *Samara State Aerospace University bulletin,* 2012, no. 5 (36), part 1, pp. 95-99.

[7] Radchenko V.P., Kirpichyov V.A, Lunin V.V. Rolling influence on residual stresses and fatigue resistance of specimens made of steel 40XH. *Samara State Technical University bulletin,* 2013, no.1 (37), pp. 142-150.

[8] Vakulyuk V.S., Kirpichyov V.A, Pavlov V.F., Sazanov V.P. Surface hardened specimens with stress concentrators endurance limit prediction. *Ufa State Aviation Technical University bulletin,* 2013, vol. 17, no.1 (54), pp. 45-49 (in Russian).

[9] Ivanov S.I, Grigorieva I.V. On residual stresses determining in a cylinder by removing part of the surface. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1971, no. 48, pp. 179-183 (in Russian).

[10] Ivanov S.I. On residual stresses determining in a cylinder by rings-and-stripes method. *Residual stresses*, 1971, no. 53, pp. 32-42 (in Russian).

[11] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Ivanov V.B., Semyonova O.Yu., Deniskina E.A. The regularities of residual stresses distribution in cylindrical parts with holes of various diameters. *Proceedings of the fourth All-Russian scientific conference with international participation*, 2007, pp. 171-174 (in Russian).

[12] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Semyonova O.Yu., Ivanov V.B. The peculiarities of residual stresses distribution in hardened cylindrical parts after shot-blasting. *Proceedings of the fifth All-Russian scientific conference with international participation*, 2008, pp. 229-232 (in Russian).

[13] Ivanov S.I., Shatunov M.P., Pavlov V.F. The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1974, no. 1, pp. 88-95 (in Russian).

[14] Filatov E.Ya., Pavlovsky V.E. Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures. *Naukova Dumka*, 1985. 92 p. (in Russian).

[15] Pavlov V.F. On the connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions. *Universities News. Mechanical Engineering,* 1986, no. 8, pp. 29-32 (in Russian).

[16] Kirpichyov V.A., Filatov A.P., Karanaeva O.V., Chirkov A.V., Semyonova O.Yu. Surface hardened parts endurance limit prediction under stresses concentration various degree. *Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Materials and constructions elements strength",* 2011, pp. 678-685 (in Russian).

УДК 629.7.036

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИДРОДРОБЕСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПО ПЕРВОНАЧАЛЬНЫМ ДЕФОРМАЦИЯМ ОБРАЗЦА-СВИДЕТЕЛЯ

В.П. Сазанов
В.С. Вакулюк
О.С. Афанасьева
Ю.Н. Сургутанова
А.С. Злобин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34,
sopromat@ssau.ru

На примере сплошных и полых цилиндрических деталей с концентраторами напряжений из стали 30ХГСА, подвергнутых гидродробеструйной обработке одновременно с образцами-свидетелями, показано, что по первоначальным деформациям образцов-свидетелей представляется возможным рассчитывать остаточные напряжения в упрочнённых деталях. Различие между остаточными напряжениями, определёнными расчётным и экспериментальным методами, не превышало 10%. По остаточным напряжениям гладких деталей вычислялись остаточные напряжения в деталях с концентраторами, по которым прогнозировалось приращение предела выносливости этих деталей за счёт упрочнения гидродробеструйной обработкой. Установлено, что расчётные и экспериментальные значения приращений пределов выносливости различаются не более, чем на 12%. Это позволяет рекомендовать применение образцов-свидетелей для прогнозирования предела выносливости упрочнённых дробью деталей с концентраторами напряжений из стали 30ХГСА.

Ключевые слова: *Гидродробеструйная обработка, деталь с концентратором, образец-свидетель, остаточные напряжения, предел выносливости.*

1 Введение

Повышение надёжности и долговечности деталей машин является одной из важнейших проблем, комплексное и системное решение которой сопровождает, как правило, создание и эксплуатацию всех изделий современной техники. Известно, что основной вид разрушения деталей машин составляют усталостные поломки, которые приводят к тяжёлым последствиям, так как возникают внезапно.

Одной из важнейших характеристик деталей машин по сопротивлению усталости является предел выносливости, прогнозируемое значение которого в значительной мере зависит от достоверности расчётов, выполненных на этапах проектирования и разработки конструкторской документации. Поэтому выбор конструкции, материалов, геометрических параметров деталей с концентраторами напряжений, технологии изготовления представляют собой весьма сложные задачи.

В этих условиях существенно увеличилось значение расчётно-теоретического и расчётно-экспериментального анализа эксплуатационных характеристик таких конструкций и деталей. Достижения современной вычислительной (компьютерной) техники обеспечили материальную базу для становления и быстрого развития математического моделирования. Кроме того, появились реальные предпосылки для использования математических моделей не только в качестве расчётного сопровождения на стадии отработки конструктивных решений, но и при проектировании, подборе и оптимизации технологических и эксплуатационных режимов, анализа надёжности и прогнозирования отказов и аварийных ситуаций, а также при оценке возможностей форсирования характеристик и модернизации изделий.

В настоящее время для моделирования сложных физических процессов, протекающих в физических объектах, используются вычислительные программные комплексы. Их применение открывает возможность проведения многофункционального численного эксперимента для плоских или трёхмерных моделей объектов с учётом взаимного влияния протекающих процессов.

2 Теоретические исследования

В данной работе для исследования распределения сжимающих остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя и его влияния на повышение предела выносливости деталей использован расчётно-экспериментальный метод, основной задачей которого является прогнозирование приращения предела выносливости за счёт поверхностного упрочнения, а также оптимизация технологических процессов упрочнения. Основной расчётной базой данного метода является конечно-элементное моделирование с применением комплекса PATRAN/NASTRAN, а в экспериментальную часть входит использование механических методов определения распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя.

Методы определения остаточных напряжений в упрочнённых деталях или образцах разделяются обычно на механические и физические [1]. Механические методы основаны на принципе упругой разгрузки объёма детали (образца) при её освобождении от остаточных напряжений. К ним относятся метод полосок, метод колец и полосок, метод обтачивания, метод растачивания, метод удаления части поверхности и ряд других. Физические методы основаны на замерах изменений физических свойств материалов в зависимости от степени упругого деформирования. В отличие от механических, физические методы не связаны с обязательным разрушением образца или детали. Несмотря на это достоинство, следует отметить, что точное распределение остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя можно получить только лишь с помощью механических методов с разрушением детали или образца.

3 Методы исследования

Применённый в данном исследовании расчётно-экспериментальный метод с использованием образцов-свидетелей и современных расчётных комплексов, реализующих метод конечных элементов в форме перемещений, позволяет сохранить исследуемую деталь и получить распределение остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя в любом её сечении. В этом случае при определении остаточных напряжений механическими методами разрушению подвергается только образец-свидетель. В производстве образцы-свидетели традиционно используются для контроля технологических процессов упрочнения деталей различными способами поверхностного пластического деформирования (ППД). Такой образец, имеющий определённую форму и размеры, проходит весь технологический цикл обработки вместе со штатной деталью.

В основе вышеуказанного расчётно-экспериментального метода лежит известное положение о том, что обрабатываемые совместно деталь и образец-свидетель при ППД получают одинаковые первоначальные деформации. Однако во всех случаях практического применения это положение требует проведения тщательной экспериментальной и расчётной проверки. В рамках данной работы было проведено исследование результатов испытаний на усталость и экспериментального определения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя нескольких партий цилиндрических образцов с надрезами из стали 30ХГСА [2]. Исследуемые партии образцов (рисунок 1) с наружным D и внутренним d диаметрами имели следующие размеры: D/d = 10х0 мм/мм; 15х0 мм/мм; 15х5 мм/мм; 15х10 мм/мм.

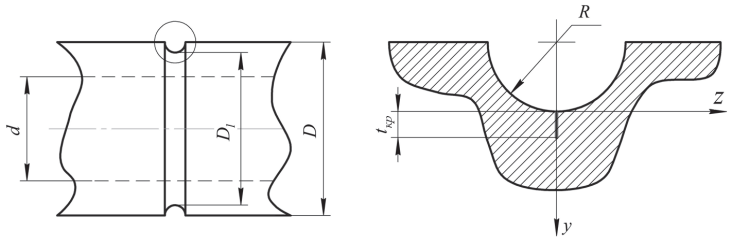


Рисунок 1. Цилиндрический образец и не распространяющаяся трещина усталости

Гладкие образцы до нанесения надрезов подвергались гидродробеструйной обработке (ГДО) дробью диаметром 2 мм в среде масла при давлении 0,28 МПа. В качестве образца-свидетеля при проведении исследований вышеуказанных партий образцов использовались цилиндрические втулки с размерами 51,5х45 мм/мм, которые обычно применяются для определения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя методом колец и полосок [3].

Расчётная часть исследований выполнялась методом конечно-элементного моделирования с использованием комплекса PATRAN/NAST-RAN. Моделирование остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя выполнялось методом термоупругости [1, 4, 5]. При проведении расчётов были приняты следующие допущения:

– все исследуемые гладкие образцы и образец-свидетель при упрочнении получали одинаковые изотропные первоначальные деформации;

– деформации сдвига малы и при определении первоначальных деформаций они не учитывались.

Расчёты выполнялись в следующей последовательности:

– определение первоначальных деформаций на конечно-элементной модели образца-свидетеля (втулки) с размерами 51,5х45 мм/мм;

– расчёт распределения остаточных напряжений в исследуемых гладких образцах по полученным значениям первоначальных деформаций образца-свидетеля;

– сравнение расчётных распределений остаточных напряжений в гладких образцах с их экспериментальными распределениями, полученными в работе [2].

При определении первоначальных деформаций после ГДО в конечно-элементной модели образца-свидетеля исходными данными являлось экспериментально определённое распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a упрочнённого поверхностного слоя , полученное в образце-свидетеле методом колец и полосок и приведённое на рисунке 2.

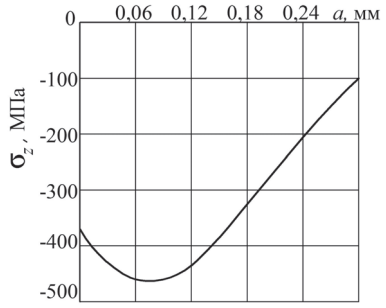


Рисунок 2. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в образце-свидетеле диаметром 51,5х45 мм/мм после ГДО

Следующий этап расчёта выполнялся на конечно-элементных моделях исследуемых гладких образцов по первоначальным деформациям образца-свидетеля. Известно [2, 6-9], что при оценке приращения предела выносливости определяющими являются осевые остаточные напряжения. Поэтому сравнение расчётных и экспериментальных распределений остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя для исследуемых образцов выполнено по осевой компоненте. Результаты экспериментального [2] и расчётного распределения остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя для исследуемых гладких образцов приведены на рисунке 3.

Из приведённых на рисунке 3 данных видно, что максимальное расхождение между расчётными и экспериментальными значениями наибольших сжимающих осевых остаточных напряжений составляет 10% при D/d = 10/0 мм/мм, в остальных случаях расхождение не превышает 2%. Поэтому на основании полученных результатов следует сделать вывод о том, что использованный расчётно-экспериментальный метод определения остаточных напряжений в исследованных образцах из стали 30ХГСА после ГДО по первоначальным деформациям образца-свидетеля вполне обоснован и может быть рекомендован для применения на практике.

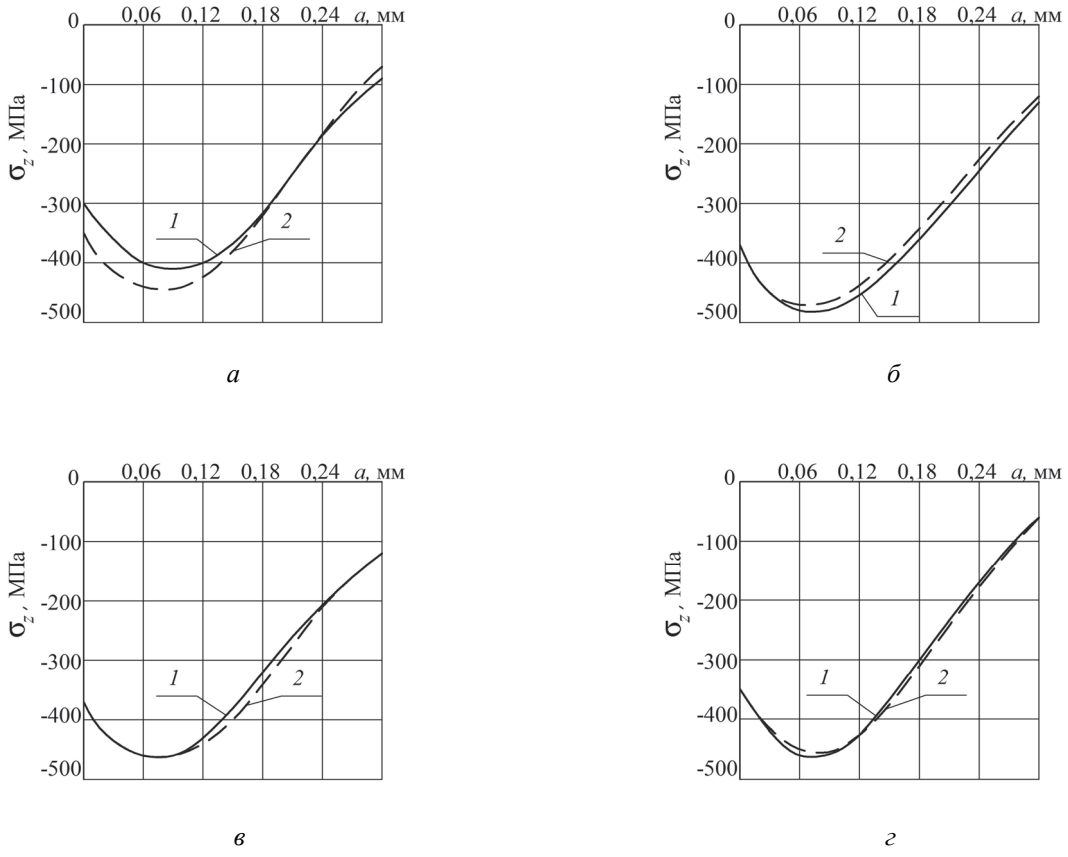


Рисунок 3. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений, определённых экспериментальным (1) и расчётным (2) методами, в гладких цилиндрических образцах после ГДО:
а – D/d = 10/0 мм/мм; *б – D/d* = 15/0 мм/мм; *в – D/d* = 15/5 мм/мм; *г – D/d* = 15/10 мм/мм

На не упрочнённые и упрочнённые гладкие образцы перед испытаниями на усталость наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиуса R = 0,3 мм (рисунок 1). Осевые σ_z остаточные напряжения по толщине a наименьшего (опасного) сечения образцов определялись аналитическим [10] и численным [11, 12] методами. Распределения осевых σ_z остаточных напряжений в опасном сечении образцов с надрезом R = 0,3 мм представлены на рисунке 4.

Из представленных на рисунке 4 данных видно, что расхождение по наибольшим значениям сжимающих остаточных напряжений в образцах с надрезом R = 0,3 мм, вычисленных по экспериментальным и расчётным распределениям остаточных напряжений гладких образцов, не превышает 6% (*D/d* = 10/0 мм/мм).

4 Прогнозирование предела выносливости

Полученные расчётным методом распределения осевых остаточных напряжений (рисунок 4) использовались для оценки влияния гидродробеструйной обработки на приращение предела выносливости образцов с надрезами при изгибе в случае симметричного цикла ($(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$ с применением критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ [2, 13, 14] по следующей формуле:

$$\Delta\sigma_{-1} = \overline{\psi}_{\sigma}\left|\overline{\sigma}_{ост}\right|, \qquad (1)$$

где $\overline{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\overline{\sigma}_{ост}$;

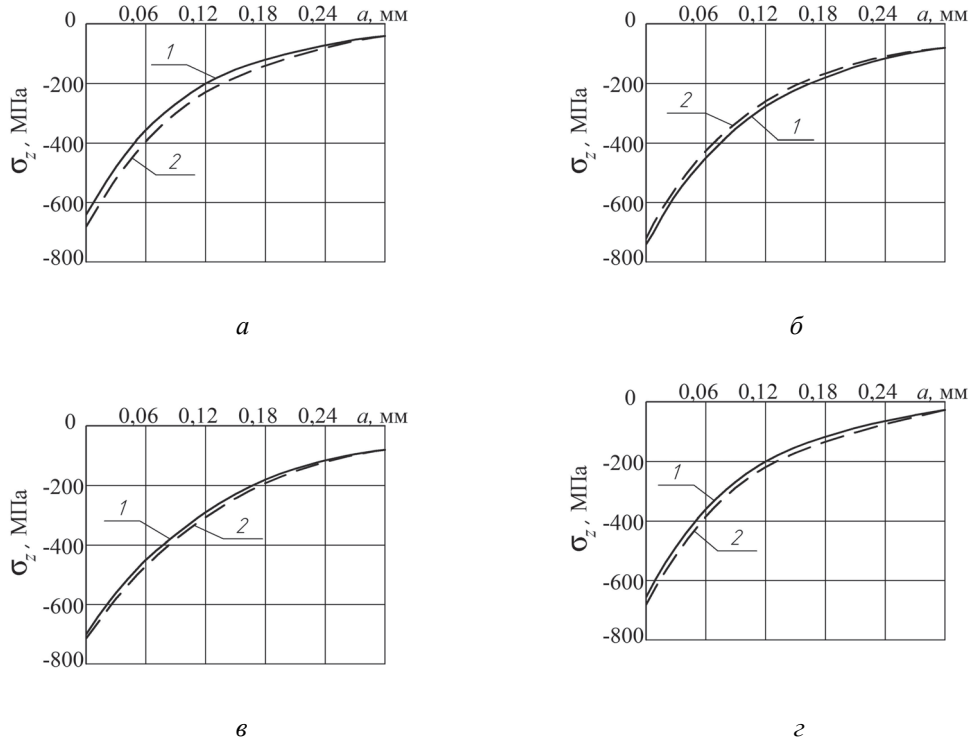


Рисунок 4. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в опасном сечении упрочнённых образцов с надрезом R = 0, 3 мм, рассчитанных по экспериментальным (1) и расчётным (2) остаточным напряжениям гладких образцов: *а* – D/d = 10/0 мм/мм; *б* – D/d = 15/0 мм/мм; *в* – D/d = 15/5 мм/мм; *г* – D/d = 15/10 мм/мм

$$\overline{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi}\int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}}d\xi; \qquad (2)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении образца по толщине поверхностного слоя a; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности опасного сечения образца до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в опасном сечении упрочнённого образца (детали) при работе на пределе выносливости.

На основании многочисленных экспериментальных данных для образцов и деталей из различных материалов с различными концентраторами напряжений в работе [15] было установлено, что коэффициент $\overline{\psi}_\sigma$ зависит только от степени концентрации напряжений и вычисляется для случая изгиба по следующей формуле:

$$\overline{\psi}_\sigma = 0{,}612 - 0{,}081\alpha_\sigma, \qquad (3)$$

где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, который определялся по данным справочника [16] и представлен в таблице 1.

В работах [2, 14, 17] установлено, что критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости не зависит от вида поверхностного упрочнения, материала, типа и размеров концентратора, величины сжимающих остаточных напряжений, типа деформации, асимметрии цикла напряжений и определяется только размерами опасного поперечного сечения. Для цилиндрических образцов и деталей зависимость для $t_{кр}$ имеет следующий вид [2, 17]:

$$t_{кр} = 0{,}0216 D_1\left[1 - 0{,}04\left(\frac{d}{D_1}\right)^2 - 0{,}54\left(\frac{d}{D_1}\right)^3\right], \qquad (4)$$

где D_1 – диаметр опасного сечения образца или детали, d – диаметр отверстия образца или детали (см. рисунок 1). Расчётные зна-

чения $t_{кр}$, вычисленные по формуле (4), приведены в таблице 1.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$, значения которого представлены в таблице 1, вычислялся по формуле (2) по толщине поверхностного слоя опасного сечения образцов с надрезами, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости. При расчёте критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ использовались распределения осевых σ_z остаточных напряжений в образцах с надрезами R = 0,3 мм, приведённые на рисунке 4.

После вычисления критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ и коэффициента $\overline{\psi}_{\sigma}$ по формуле (1) определялись расчётные значения приращений пределов выносливости $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$ упрочнённых гидродробеструйной обработкой образцов с надрезами радиуса R = 0,3 мм (таблица 1) и сравнивались с экспериментальными значениями $(\Delta\sigma_{-1})_{эксп}$, приведёнными в работе [2].

Из представленных в таблице 1 данных видно, что расхождение между расчётными и экспериментальными значениями приращений пределов выносливости за счёт ГДО не превышает 5%. Таким образом, используя результаты определения осевых остаточных напряжений в образцах-свидетелях, можно прогно-
зировать предел выносливости упрочнённых гидродробеструйной обработкой цилиндрических деталей из стали 30ХГСА в условиях концентрации напряжений с достаточной для многоцикловой усталости точностью.

5 Заключение

Проведённое исследование показало, что для прогнозирования предела выносливости упрочнённых гидродробеструйной обработкой цилиндрических деталей с концентраторами напряжений из стали 30ХГСА представляется возможным использовать образцы-свидетели, обработанные одновременно с деталями. Далее по полученному распределению этих напряжений вычисляется критерий среднеинтегральных остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. И, наконец, по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений с использованием коэффициента концентрации рассчитывается приращение предела выносливости детали за счёт поверхностного упрочнения.

Таблица 1. Расчётные и экспериментальные значения пределов выносливости образцов с надрезами

D, мм	d, мм	D_1, мм	α_{σ}	$\overline{\psi}_{\sigma}$	$t_{кр}$, мм	$\overline{\sigma}_{ост}$, МПа	$(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$, МПа	$(\Delta\sigma_{-1})_{эксп}$, МПа	Расхождение, %
10	0	9,4	2,7	0,393	0,203	-240	94	90	5
15	0	14,4	2,8	0,385	0,311	-196	75,5	77,5	3
15	5	14,4	2,8	0,385	0,303	-211	81,3	77,5	5
15	10	14,4	2,9	0,377	0,249	-218	82,1	80	3

Список использованных источников

[1] Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст] / И.А. Биргер – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.

[2] Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

[3] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения [Текст] / С.И. Иванов – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.

[4] Стружанов, В.В. Об остаточных напряжениях после прокатки и расслоении двухслойных полос [Текст] / В.В. Стружанов // Вестник СамГТУ. Сер.: физ.-мат. науки, 2010. – №5(21). – С. 55-63.

[5] Сазанов, В.П. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, В.А. Самойлов, Ю.С. Ларио-

нова // Вестник СГАУ, 2011. – №3(27). Ч. 3. – С. 171-174.

[6] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности, 1976. – №5. – С. 25-27.

[7] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости при кручении в условиях концентрации напряжений [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, А.А. Прохоров // Проблемы прочности, 1988. – №5. – С. 31-33.

[8] Вакулюк, В.С. Сопротивление усталости детали в зависимости от толщины упрочнённого слоя при опережающем поверхностном пластическом деформировании [Текст] / В. С. Вакулюк // Вестник СГАУ, 2012. – №3(34). – С. 172-176.

[9] Кирпичёв, В.А. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых гладких деталей [Текст]/ В.А. Кирпичёв, А.С. Букатый, А.В. Чирков // Известия вузов. Поволжский регион. Технические науки, 2012. – №3(23). – С. 102-107.

[10] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып. 3. – С. 88-95.

[11] Сазанов, В.П. Исследование распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённой детали с кольцевым надрезом методом конечно-элементного моделирования [Текст] / В.П. Сазанов // Вестник СГАУ, 2012. – № 3(34). – С. 158-161.

[12] Сазанов, В.П. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, О.Ю. Семёнова, А.В. Иванова // Вестник СамГТУ. Сер.: технич. науки, 2012. – №1 (33). – С. 106-114.

[13] Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение, 1986. – №8. – С. 29-32.

[14] Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение, 1988. – №8. – С. 22-26.

[15] Кирпичёв, В.А. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений [Текст] / А.В. Кирпичёв, А.С. Букатый, А.П. Филатов, А.В. Чирков // Вестник УГАТУ, 2011. – Т.15. – №4(44). – С. 81-85.

[16] Петерсон, Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений [Текст] / Р.Е. Петерсон – М.: Мир, 1977. – 304 с.

[17] Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение, 1988. – №12. – С. 37-40.

THE EXAMINATION OF HYDRO BLASTING INFLUENCE ON THE ENDURANCE LIMIT OF PARTS BY THE INITIAL DEFORMATIONS OF REFERENCE SPECIMEN

V.P. Sazanov
V.S. Vakulyuk
O.S. Afanacieva
Yu.N. Surgutanova
A.S. Zlobin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia,
sopromat@ssau.ru

On example of solid and hollow cylindrical parts made of steel 30 ХГСА with stress concentrators hardened by hydro blasting simultaneously with reference specimens it's been shown that the calculation of residual stresses in hardened parts is possible when the initial deformations of reference specimen are used. The difference between residual stresses found by calculated and experimental methods doesn't exceed 10%. The residual stresses in parts with concentrators have been calculated using residual stresses in smooth parts. Then the endurance limit increment of these hardened by hydro blasting parts has been predicted by these residual stresses. It's established that calculated and experimental values of endurance limit increment differ no more than 12%. So the reference specimens' employment can be recommended for the endurance limit prediction of parts made of steel 30ХГСА with concentrators.

***Key words**: Hydro blasting; part with a concentrator; reference specimen; residual stresses; endurance limit*

References

[1] Birger I.A. Residual stresses. Mashgiz, 1963. 232 p. (in Russian).

[2] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A, Vakulyuk V.S. Surface hardened parts fatigue resistance prediction by residual stresses. Publishing House of Samara Science Center, Russian Academy of Sciences, 2012. 125 p. (in Russian).

[3] Ivanov S.I. On residual stresses determining in a cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses, 1971, no. 48, pp. 179-183 (in Russian).

[4] Strugeanov V.V. On residual stresses after rolling and two-layer stripes stratification. Samara State Technical University bulletin, 2010, no. 5 (21), pp. 55-63.

[5] Sazanov V.P., Chirkov A.V., Samoylov V.A., Larionova Yu.S. Modeling of residual stresses redistribution in hardened cylindrical specimens under outstripping superficial plastic deforming. Samara State Aerospace University bulletin, 2011, no. 3 (27), part 3, pp. 171-174.

[6] Ivanov S.I., Pavlov V.F. Residual stresses and peening influence on the fatigue strength. Problems of strength, 1976, no.5, pp. 25-27 (in Russian).

[7] Ivanov S.I., Pavlov V.F., Prokhorov A.A. The influence of residual stresses on fatigue resistance under the torsion in stresses concentration conditions. Problems of strength, 1988, no.5, pp. 31-33 (in Russian).

[8] Vakulyuk V.S. Fatigue resistance of a part depending on surface layer thickness under outstripping superficial plastic deforming. Samara State Aerospace University bulletin, 2012, no.3 (34), part 1, pp. 172-176 (in Russian).

[9] Kirpichyov V.A., Bukaty A.S., Chirkov A.V. Surface hardened smooth parts fatigue resistance prediction. Universities News, Technical Sciences, 2012, no.3 (23), pp. 102-107 (in Russian).

[10] Ivanov S.I., Shatunov M.P., Pavlov V.F. The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens. Problems of aircraft constructions elements strength, 1974, no. 1, pp. 88-95 (in Russian).

[11] Sazanov V.P. The investigation of resi-dual stress-strained state components disttribution in the area of the smallest section of a surface hardened part with a circular cut by Finite Elements Modeling method. Samara State Aerospace University bulletin, 2012, no. 3 (34), pp. 158-161 (in Russian).

[12] Sazanov V.P., Chirkov A.V., Semyonova O.Yu., Ivanova A.V. Modeling of the part resi- dual stress-strained state under stresses concentration conditions using PATRAN/NASTRAN program complex. Samara State Technical University bulletin, 2012, no. 1 (33), pp. 106-114 (in Russian).

[13] Pavlov V.F. On the connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions. Universities News, 1986, no. 8, pp. 29-32 (in Russian).

[14] Pavlov V.F. The value and distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator influence on the endurance limit. Report 1. Solid parts. Universities News, Mechanical Engineering, 1988, no. 8, pp. 22-26 (in Russian).

[15] Kirpichyov V.A., Bukaty A.S., Filatov A.P., Chirkov A.V. The prediction of hardened parts endurance limit under stresses concentration various degree. Ufa State Aviation Technical University bulletin, 2011, vol. 15, no.4 (44). – pp. 81-85 (in Russian).

[16] Peterson R.E. Stresses concentration coefficients. Publishing House «MIR», 1977. 304 p. (in Russian).

[17] Pavlov V.F. The value and distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator influence on the endurance limit. Report 2. Hollow parts. Universities News, Mechanical Engineering, 1988, no.12, pp. 37-40 (in Russian).

УДК 539.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ЖЁСТКОСТИ КОНСОЛЬНОГО КРЕПЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ИЗОТРОПНОЙ ПЛАСТИНЫ НА ЕЁ ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Р. Н. Сергеев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
RomanSR@yandex.ru

Анализируется эффект изменения формы колебаний прямоугольной пластины в зависимости от условий её консольного крепления. Численные результаты, полученные с помощью конечно-элементного моделирования, сравниваются с экспериментальными результатами, полученными на стационарном цифровом спекл-интерферометре.

***Ключевые слова**: прямоугольная пластина, форма и частота колебаний, цифровой спекл-интерферометр, численное моделирование, экспериментальное исследование*

1 Введение

Пластины – широко распространенный конструктивный элемент применяемый в авиационной и ракетно-космической технике. Работая в условиях переменных нагрузок, элементы конструкций могут подвергаться резонансному возбуждению. Для сведения к минимуму вероятности резонансного разрушения конструкций на этапах проектирования, изготовления и доводки проводится определение и контроль её вибрационных характеристик.

На этапе проектирования, а также в исследовательских целях для изучения вибрационных характеристик будущих изделий необходимо создание адекватных математических моделей. В силу сложности аэрокосмических конструкций возможно применение упрощенных прототипов узлов и агрегатов. Одним из таких прототипов может служить консольно закрепленная пластина, которая будет играть роль высоконагруженных элементов конструкций типа лопаток турбовентиляторов [1], крыла летательного аппарата [2,3], рабочих пластин пневмоклапанов [4,5] и т.д.

Как отмечается в [1] теоретическим и экспериментальным исследованиям вибрационных характеристик прямоугольных консольно закрепленных пластин постоянной толщины посвящено сравнительно малое число работ. Еще в меньшей степени исследованы процессы влияния заделки на частоту и форму их колебаний.

В данной работе приведены результаты сравнительных исследований собственных форм колебаний прямоугольной консольно закрепленной изотропной алюминиевой пластины, полученные с помощью численного моделирования и экспериментально с использованием стационарного цифрового спекл-интерферометра (ЦСИ).

2 Теоретические исследования

Рассмотрим уравнение колебаний пластины в прямоугольных координатах [7-9]:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x_1^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial x_2^4} - \lambda^4 w = 0, \qquad (1)$$

где $w = W\cos(\omega t)$ - компонента нормального перемещения поверхности пластины, совершающей гармонические колебания с частотой ω и амплитудой W. Здесь $\lambda^4 = \frac{\rho h a_1^4}{D}$ - собственное число (h – толщина пластины, a_1 – длина (высота) пластины, ρ - отношение плотности материала пластины к ускорению земного тяготения), а $D = Eh^3/12(1-\mu)^2$ - изгибная жесткость пластины (E – модуль упругости первого рода, μ - коэффициент Пуассона). Крепление пластины осуществляется по нижнему краю вдоль ширины a_2 (рисунок 1).

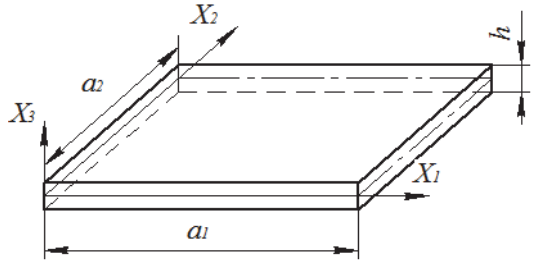


Рисунок 1. Система координат и геометрические характеристики пластины

Как правило, дифференциальное уравнение (1) решается с помощью метода Релея – Ритца. В таком случае можно прийти к следующему выражению для определения частоты $f_{l,b}$ собственных колебаний [8,9]:

$$f_{l,b} = \frac{k_{l,b}^2}{2\pi a_1^2}\sqrt{\frac{D}{b}}\ [Гц], \qquad (2)$$

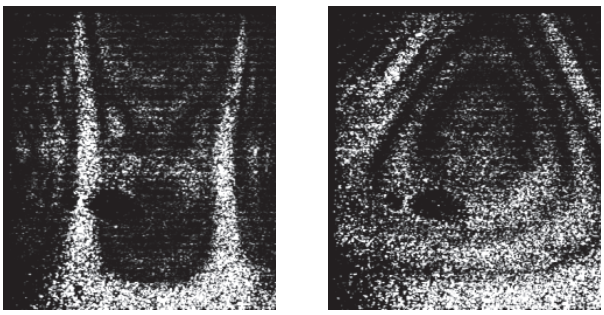
где $k_{l,b}^2$ - частотный коэффициент; b – индекс, показывающий число узловых линий вдоль ширины пластины; l – индекс, показывающий число узловых линий вдоль длины пластины.

Частотный коэффициент зависит от формы колебаний. Как видно из выражения (2), частота для конкретной пластины связана с её формой колебаний. Форма колебаний в свою очередь определяется только граничными условиями [7-9]. Отсюда следует, что если граничные условия, каким то образом видоизменяются, например, изменяется жесткость крепления (в таком случае на краю пластины $w \neq 0$), то это должно привести к изменению формы и частоты колебаний.

3 Результаты численного и экспериментального исследования

Исследуемая пластина ранее использовалась в составе физической модели клапана в качестве подвижной заслонки [5]. Модель клапана представляет собой массивное основание с имеющимся в нём тисочным устройством для крепления пластинки. Глубина зажатия пластинки в тисочном приспособлении составляет 27 мм. Зажатие исследуемой пластинки в тисочном приспособлении осуществляется с помощью трёх болтов через промежуточный стальной брусок с размерами порядка *20×27×140 мм*. Возбуждение пластинки производится с помощью акустического динамика подключенного к звуковому генератору.

В работе [5] применение стационарного ЦСИ для исследования вибрационных характеристик рабочей пластины экспериментальной модели пневмоклапана с диаметром седла 106 мм позволило показать, что возбуждаемые формы резонансных колебаний пластины отслеживают характер ее взаимодействия с седлом клапана. В случае возбуждения данной пластинки без седла клапана были обнаружены новые формы резонансных колебаний, существенно отличающихся от характерных форм для консольного крепления не укладывающиеся в ряд расчётных и экспериментальных форм колебаний прямоугольных пластинок (рис. 2а,б).



а) *б)*

Рисунок 2. Характерный вид форм колебаний отработавшей в составе клапана пластины, с отличающимися от традиционной конфигурации интерференционных полос на частотах: а) - 560 Гц; б) – 722 Гц

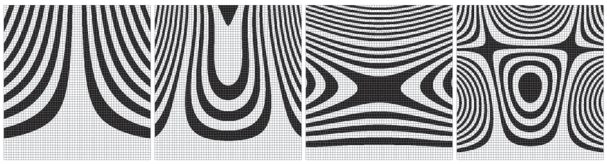
Наличие данных форм колебаний возможно связано с тем, что данная пластинка на некоторых участках поверхности взаимодействовала с седлом клапана. В местах контакта с седлом клапана, вероятно, произошло упрочнение материала пластинки, что привело к образованию остаточных напряжений. Другим возможным обстоятельством изменения форм и частот колебаний может быть способ крепления пластинки в тисочном приспособлении.

Следует отметить, что современные методы численного моделирования с применением ПЭВМ позволяют определять как частоты, так и формы колебаний различных конструкций с возможностью учета влияния жёсткости заделки. Получаемые формы колебаний можно визуализировать, что делает результаты расчётов более наглядными.

В данной работе численные исследования прямоугольной пластины проводились в конечно-элементном пакете MSC.Nastran. Цель данных расчётов заключалась в визуализация влияния заделки (тисочного приспособления) на форму собственных колебаний с возможностью анализа получаемых частот.

Конечно-элементная модель создавалась с учетом обеспечения большой точности расчета на низших частотах. Для этого использовались 3-х мерные элементы типа Solid с размерностью сетки 27805 элементов и характерными размерами 2×2×0,33 мм. Использование такой размерности сетки необходимо для обеспечения наименьшего расхождения численных и экспериментальных результатов.

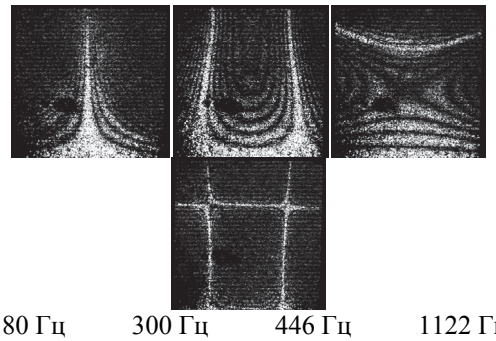
С целью выявления влияния заделки на форму колебаний пластины первоначально моделировалась её идеально жесткое крепление. Результаты численного моделирования для такого крепления по нижнему краю показаны на рисунке 3.



169 Гц 568 Гц 406 Гц 1090 Гц

Рисунок 3. Некоторые расчетные формы и частоты колебаний прямоугольной идеально жестко закрепленной консольной пластины

Экспериментальные результаты исследований равномерно зажатой пластины приведены на рисунке 4. Равномерное зажатие пластинки обеспечивалось максимальным зажатием болтов в тисочном приспособлении.

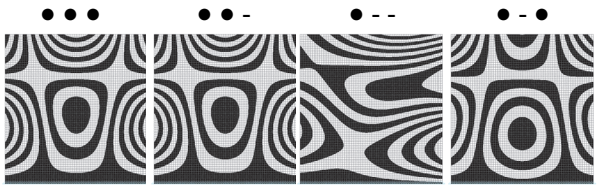


180 Гц 300 Гц 446 Гц 1122 Гц

Рисунок 4. Спекл-интерферограммы форм колебаний пластины, полученные при её равномерном зажатии

Следующим этапом исследований был анализ влияния усилия закрепления тисочного приспособления на частоты и формы возбуждаемых колебаний модельной пластины. При этом были выбраны три варианта затяжки болтов. Первый вариант – ослаблен крайний правый болт, второй вариант – ослаблены центральный и крайний правый болты, третий вариант – ослаблен только центральный болт. Для наглядности результаты сопоставлены с вариантом равномерного закрепления болтов.

Численное моделирование контакта пластины с тисочным приспособлением, осуществлялось с помощью конечных элементов типа DOF Spring. Для этого площадь контакта равномерно разделена на три области, каждая из которых имитирует площадку контакта, передающая прижимное усилие от болта. Усилие прижатия можно регулировать с помощью изменения коэффициента жесткости элемента. Результаты численного моделирования колебаний пластины в указанных условиях представлены на рисунке 5 для 6 моды.



1090,42 Гц 1090,4 Гц 1002,2 Гц 1066,3 Гц

Рисунок 5. Видоизменение формы колебаний консольно закрепленной пластины

Жирной точкой обозначены участвующие в расчетах болты.

На рисунке 6 представлены экспериментальные результаты пластины возбуждаемой на резонансной частоте 1150 Гц и соответствующей 6 моде. Следует отметить, что шкала частот применяемого низкочастотного генератора имеет грубую цену деления. В связи с этим не представлялось возможным точно настроить частоту соответствующей результатам численного моделирования, поэтому экспериментальные результаты представлены для неизменной частоты 1150 Гц.

Можно заметить, что отсутствие одного болта практически не сказывается на результатах численного моделирования и экспери-

мента. Возможно, это связано с тем, что затяжки крайнего и центрального болтов (рисунок 6б) достаточно, чтобы создать равномерное усилие, передаваемое через промежуточную обкладку на пластинку. Применение же одного болта (рисунок 6в) явно не достаточно для равномерного закрепления пластинки, поэтому наблюдается существенное изменение собственной формы её колебаний. Отсутствие среднего болта (рисунок 6г) приводит лишь к малозаметному изменению формы собственных колебаний пластины.

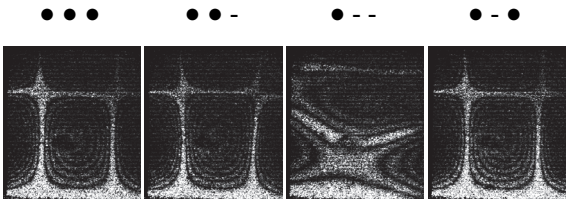


Рисунок 6. Результаты экспериментального возбуждения собственных форм колебаний пластинки на частоте 1150 Гц в зависимости от состава участвовавших в креплении болтов

Экспериментальные исследования показали, что на частотах ниже 1 кГц влияние заделки на вибрационные характеристики не столь существенны.

4 Заключение

Результаты проведенных исследований показывают, что для применяемой пластины влияние жесткости крепления на вибрационные характеристики проявляется на частотах выше 1 кГц. Данный фактор необходимо (предварительно перед полной сборкой физической модели клапана) контролировать по характерным собственным формам и частотам колебаний для консольно закрепленной пластины.

Имеющееся расхождение между частотами, полученными численным и экспериментальным способами для крутильной формы (см. рисунок 2а), вероятно объясняется наличием остаточных напряжений, возникших в пластине при работе в составе клапана. Косвенно это подтверждается совпадением частот и схожестью формы колебаний, полученных при численном (рисунок 3) и экспериментальном (рисунок 2а) моделировании.

Список использованных источников

[1] Макаева Р. Х., Царева А. М., Каримов А. Х. Исследование резонансных форм и частот колебаний пластин применительно к лопаткам турбомашин. Известия Вузов. Авиационная техника, 2008. № 3, с. 14-18.

[2] Веденеев В. В., Гувернюк С. В., Зубков А. Ф., Колотников М. Е. Экспериментальное исследование одномодового панельного флаттера в сверхзвуковом потоке газа. Известия РАН. Механика жидкости и газа. №2. 2010, с.161-175.

[3] В. В. Веденеев. Высокочастотный флаттер прямоугольной пластины. Известия РАН. Механика жидкости и газа. 2006. № 4. С. 173-181.

[4] Свербилов В. Я., Макарьянц Г. М., Макарьянц М. В., Стадник Д. М. Аналитическая модель автоколебаний плоского предохранительного клапана. Известия СНЦ РАН. Т. 12, №4. 2010, с. 252-256.

[5] Журавлев О. А., Комаров С. Ю., Макарьянц Г. М., Сергеев Р. Н., Харчикова Ю. В. Исследование резонансных колебаний рабочей пластины экспериментальной модели пневмоклапана. Вестник СГАУ. № 3 (27), Часть 3. 2011, с. 363-369.

[6] Журавлев О.А., Ивченко А.В., Крючков А.Н., Сергеев Р.Н. Исследование резонансных колебаний пластины в условиях пульсационно–вибрационного возбуждения. Материалы докладов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара, 2009, Ч.1, с. 194-196.

[7] Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Москва, КомКнига, 2007. 440 с.

[8] Биргер И. А., Пановко Я .Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 3. Москва, Машиностроение, 1968. 568 с.

[9] Гонткевич В. С. Собственные колебания пластинок и оболочек. Киев, Наукова думка, 1964. 228 с.

STUDY OF CONDITIONS OPERATING AND REINFORCEMENT CONSOLE MOUNTING SQUARE AT ITS ISOTROPIC PLATE VIBRATING CHARACTERISTICS

Roman N. Sergeev

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
RomanSR@yandex.ru

Analyzes the effect of changes in the shape of a rectangular plate vibrations depending on the conditions of its console mount. Numerical results obtained using the finite element modeling are compared with experimental results obtained on a stationary digital speckle interferometer.

***Keywords**: rectangular plate shape and the oscillation frequency, digital speckle interferometer, numerical simulation*

References

[1] Makayeva R. Kh., Tsareva A. M., Karimov A. Kh. Issledovaniye rezonansnykh form i chastot kolebaniy plastin primenitel'no k lopatkam turbomashin [Investigation of resonant modes and frequencies of vibrations of plates with respect to the blades of turbo machinery]. *Izvestiya Vuzov. Aviatsionnaya tekhnika-Proceedings of the universities. Plane Technology*, 2008. № 3, p. 14-18.
[2] Vedeneyev V. V., Guvernyuk S. V., Zubkov A. F., Kolotnikov M . Ye. Eksperimental'noye issledovaniye odnomodovogo panel'nogo flattera v sverkhzvukovom potoke gaza [Experimental study of single-mode panel flutter in supersonic flow]. *Izvestiya RAN. Mekhanika zhidkosti i gaza. – Proceedings of RAS. Fluid Mechanics.* №2. 2010, p.161-175.
[3] V. V. Vedeneyev. Vysokochastotnyy flatter pryamougol'noy plastiny [High-frequency flutter of a rectangular plate]. *Izvestiya RAN. Mekhanika zhidkosti i gaza. – Proceedings of RAS. Fluid Mechanics.* 2006 . № 4. P. 173-181.
[4] Sverbilov V. Ya., Makar'yants G. M., Makar'yants M. V., Stadnik D. M. Analiticheskaya model' avtokolebaniy ploskogo predokhranitel'nogo klapana [Analytical model of self-oscillations of the flat relief valve]. *Izvestiya SNTs RAN- Proceedings of SSC RAS*. T . 12 , № 4 . 2010, p. 252-256.
[5] Zhuravlev O. A., Komarov S . Yu. , Makar'yants G. M., Sergeev R. N., Kharchikova Yu. V. Issledovaniye rezonannykh kolebaniy rabochey plastiny eksperimental'noy modeli pnevmoklapana [The study of resonant oscillations platen pneumovalve experimental model]. *Vestnik SGAU* – Herald of SSAU. № 3 (27), Ch. 3. 2011, p. 363-369.
[6] Zhuravlev O.A. , Ivchenko A.V. , Kryuchkov A.N. , Sergeyev R.N. Issledovaniye rezonansnykh kolebaniy plastiny v usloviyakh pul'satsionno - vibratsionnogo vozbuzhdeniya [Investigation of resonance oscillations of the plate under-pulsating vibration excitation]. Materialy dokladov mezhdunarodnoy nauchno - tekhnicheskoy konferentsii « Problemy i per - spektivy razvitiya dvigatelestroyeniya» [Proc. of the international scientific conference "Problems and prospects of development engine"]. Samara, 2009, Ch.1, p. 194-196.
[7] Timoshenko S. P. Kolebaniya v inzhenernom dele. Moskva [Vibration in engineering], KomKniga Publ., 2007. 440 s.
[8] Birger I. A. , Panovko Ya. G. Prochnost', ustoychivost', kolebaniya. Spravochnik v trekh tomakh. Tom 3 [Strength, stability, oscillation. Handbook in three volumes]. Moskva , Mashinostroyeniye Publ., 1968 . 568 p.
[9] Gontkevich V . S . Sobstvennyye kolebaniya plastinok i obolochek [Natural oscillations of plates and shells]. Kiyev, Naukova dumka Publ., 1964. 228 p.

УДК 534.83

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЕЧАЙКИ ОТСЕКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ПСЕВДОАКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

П.А. Попов

РКЦ «ПРОГРЕСС»,
Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
banduir@rambler.ru

Описан метод нахождения вибрационного отклика конструкции обечайки отсеков ракеты-носителя (РН), апробированный на конкретных отдельных конструктивных зонах РН Проведен сравнительный анализ с результатами лётно-конструкторских измерений (ЛКИ).

Ключевые слова: *ракета-носитель, вибрационное ускорение, акустическое давление, динамика оболочки, граничные условия, зачётные вибродинамические испытаний.*

Зачётные вибродинамические испытания конструкции вновь разрабатываемой РН являются важным этапом при конструировании изделия. На данном этапе проверяются частотные, прочностные и передаточные характеристики РН. Однако, правильно заданные вибрационные режимы при данных испытаниях – задача, стоящая ещё на начальных этапах работ и требующая определённой точности, ведь как перегрузка, так и недогрузка могут отрицательно повлиять на результат общей работы. При разработке требований по режимам вибрационного нагружения на отдельные конструктивнее зоны перспективных РН, требуются уже апробированные на прежних изделиях методические средства, желательно с учётом измерений.

Для описания вибрационного отклика (виброускорения) конструкции отсека РН воспользуемся уравнениями динамики оболочки вида [1]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 u_x}{\partial x^2}+\dfrac{1-\sigma}{2R^2}\dfrac{\partial^2 u_x}{\partial \varphi^2}+\dfrac{1+\sigma}{2R}\dfrac{\partial^2 u_z}{\partial x\partial \varphi}-\dfrac{\sigma}{R}\dfrac{\partial u_y}{\partial x}+\rho\dfrac{1-\sigma^2}{E}\omega^2 u_x=0, \\ \dfrac{1+\sigma}{2R}\dfrac{\partial^2 u_x}{\partial x\partial \varphi}+\dfrac{1}{2R^2}\dfrac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2}+\dfrac{1-\sigma}{2}\dfrac{\partial^2 u_z}{\partial x^2}-\dfrac{1}{R^2}\dfrac{\partial u_y}{\partial \varphi}+\rho\dfrac{1-\sigma^2}{E}\omega^2 u_z=0, \\ -\dfrac{\sigma}{R}\dfrac{\partial u_x}{\partial x}-\dfrac{1}{R^2}\dfrac{\partial u_z}{\partial \varphi}+\dfrac{h^2}{12}\Delta\Delta u_y+\dfrac{u_y}{R^2}-\rho\dfrac{1-\sigma^2}{E}\omega^2 u_y=p\dfrac{1-\sigma^2}{Eh}, \end{cases} \quad (1)$$

где u_x, u_y, u_z – соответственно продольная, радиальная и касательная составляющие перемещений обечайки, x, φ – соответственно продольная и окружная координаты, R, σ, ρ, E, h – соответственно, радиус, коэффициент Пуассона, плотность, модуль Юнга, толщина оболочки, ω- круговая частота, p - псевдоакустическая нагрузка.

При граничных условиях, выражающих собой жёсткое крепление оболочки на торцах:

$$\begin{aligned} &u_z(x=0,\varphi)=0, && u_z(x=l,\varphi)=0, && u_x(x,\varphi)=u_x(x,\varphi+2\pi), \\ &u_y(x=0,\varphi)=0, && u_y(x=l,\varphi)=0, && u_y(x,\varphi)=u_y(x,\varphi+2\pi), \\ &\frac{\partial u_x}{\partial x}(x=0,\varphi)=0, && \frac{\partial u_x}{\partial x}(x=l,\varphi)=0, && u_z(x,\varphi)=u_z(x,\varphi+2\pi). \\ &\frac{\partial u_y}{\partial x}(x=0,\varphi)=0, && \frac{\partial u_y}{\partial x}(x=l,\varphi)=0, \end{aligned} \quad (2)$$

Акустическое поле, создаваемое струями двигательной установки, структурным шумом и турбулентным аэродинамическим потоком, является источником вибрации конструкции РН и её бортовой аппаратуры. Характеристики акустического поля неразрывно связаны с параметрами газа на срезе сопел, габаритами РН, её скоростными качествами.

Для описания псевдо акустической нагрузки в правой части третьего уравнения в (1) воспользуемся результатами ЛКИ и методом наименьших квадратов [2], результаты моделирования представлены на рисунке 1.

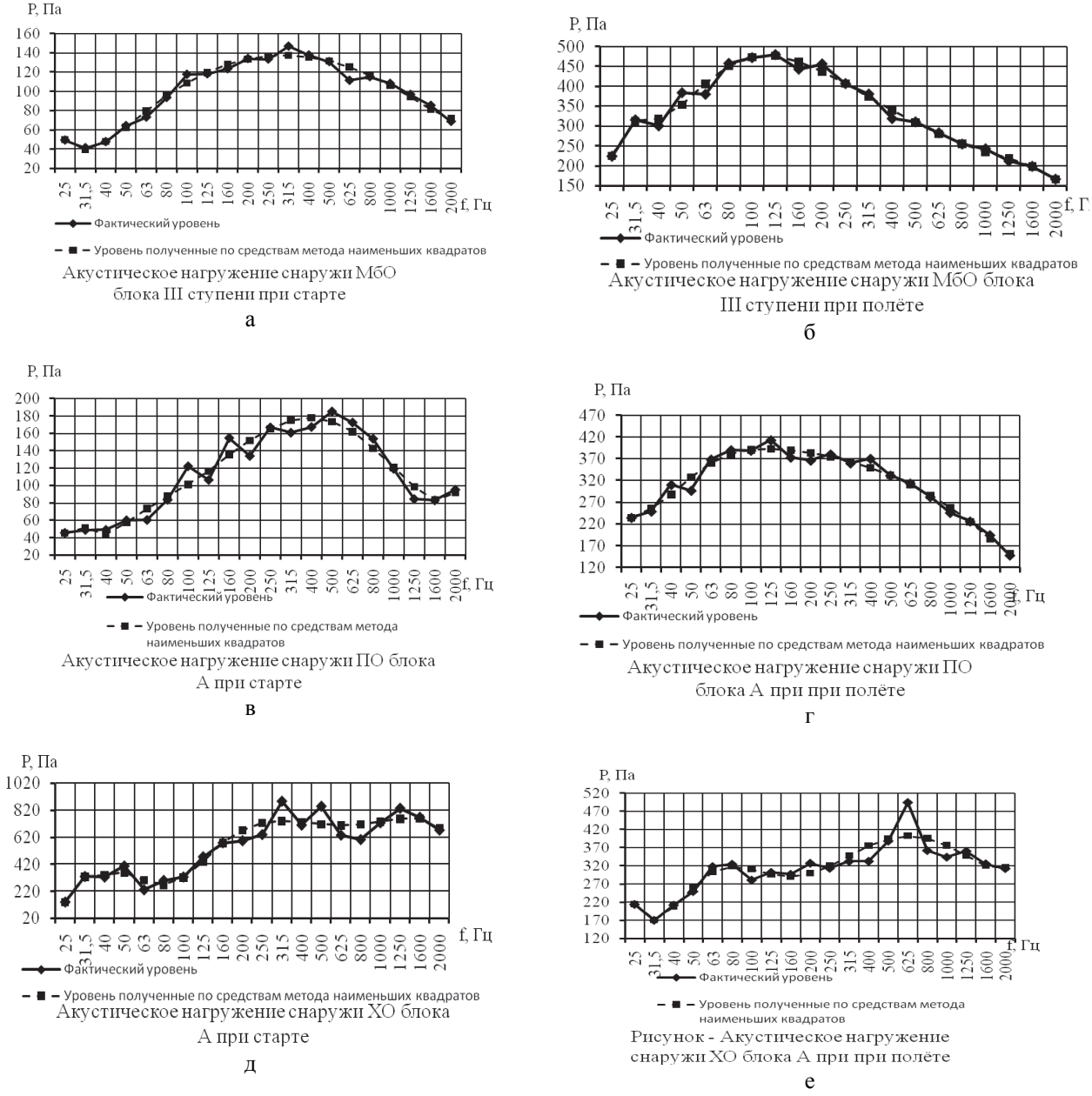


Рисунок 1. Результаты моделирования акустической нагрузки
а, б – для МбО блока III ступени, в, г – для ПО центрального блока, д, е – для ХО центрального блока

Решение уравнения (1) с граничными условиями (2) и правой частью, представленной в третьем уравнении системы (1) произведём по средствам метода Бубнова-Галёркина. В качестве пробных функций используем следующие линейно независимые члены, удовлетворяющие граничным условиям (2):

$$\{u_{Xi}\}\,|_{i=2}^{N} = \{1-\sin^{i}(\varphi)x^{i}(x-l)^{2}\}\,|_{i,j=2}^{N}, \qquad (3)$$

$$\{u_{Yi}\}\,|_{i=2}^{N} = \{\sin^{i}(\varphi)x^{i}(x-l)^{2}\}\,|_{i,j=2}^{N},$$

$$\{u_{Zi}\}\,|_{i=2}^{N} = \{\sin^{i-1}(\varphi)x^{i-1}(x-l)\}\,|_{i=2}^{N},$$

Тогда решение (1) с учётом (2) представится в виде:

$$\begin{aligned} u_x(x,\varphi) &= \sum_{i=2}^{N} A_i(1-\sin^{i}(\varphi)x^{i}(x-l)^{2}),\\ u_y(x,\varphi) &= \sum_{i=2}^{N} B_i \sin^{i}(\varphi)x^{i}(x-l)^{2},\\ u_z(x,\varphi) &= \sum_{i=2}^{N} C_i \sin^{i-1}(\varphi)x^{i-1}(x-l). \end{aligned} \qquad (4)$$

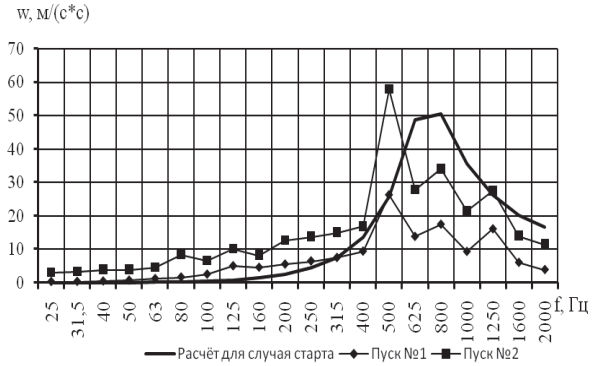
Соотношения (4) подставим в уравнение (1), получим невязки $R(x,\varphi)$, $S(x,\varphi)$, $T(x,\varphi)$.

Величины A_i, B_i, C_i находим из условия ортогональности семейства (3) и невязок:

$$\begin{aligned} \int_{x=0}^{l}\int_{\varphi=0}^{2\pi} R(x,\varphi)u_{Xi}\,dx\,d\varphi = 0,\\ \int_{x=0}^{l}\int_{\varphi=0}^{2\pi} S(x,\varphi)u_{Yi}\,dx\,d\varphi = 0,\\ \int_{x=0}^{l}\int_{\varphi=0}^{2\pi} T(x,\varphi)u_{Zi}\,dx\,d\varphi = 0, \end{aligned} \qquad (5)$$

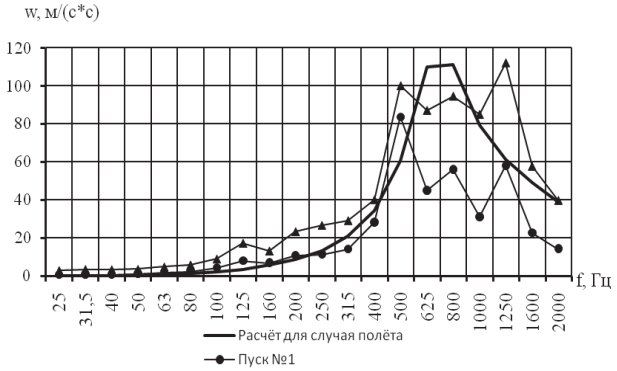
Система алгебраических уравнений (5), полученных на основе метода Бубнова-Галёркина, даёт следующие результаты для конструктивных зон, где проводились ЛКИ (рисунок 2). На данном рисунке представлены поперечные виброускорения межбакового отсека (МбО) блока III ступени, приборного и хвостового отсеков (ПО и ХО) центрального блока РН и результаты решения системы (1).

Из результатов анализа видно, что имеются несоответствия результатов расчётов и ЛКИ особенно в области частот 1/3-октавного спектра 200-315 Гц, возрастания вибрации на данных частотах является следствием резонанса мест установок датчиков для случаев МбО и ПО, а также кронштейна прибора для случая ХО. В тоже время данная математическая модель даёт хорошие результаты, а для некоторых случаев, эти результаты полностью совпадают с результатами ЛКИ.



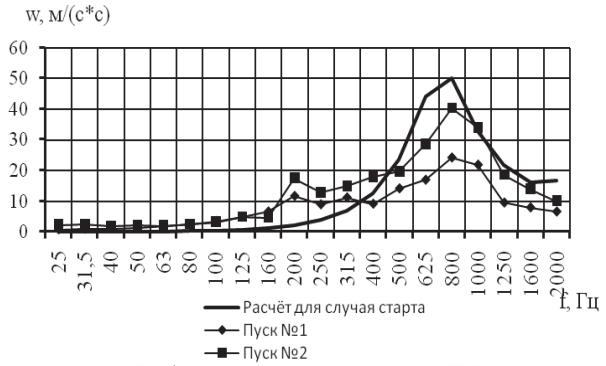
Виброускорение конструкции МбО блока III ступени при старте

а



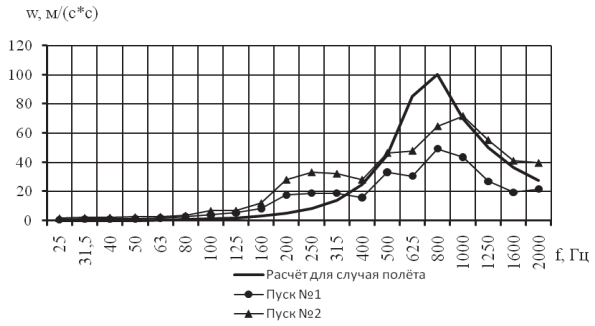
Виброускорение конструкции МбО блока III ступени при полёте

б



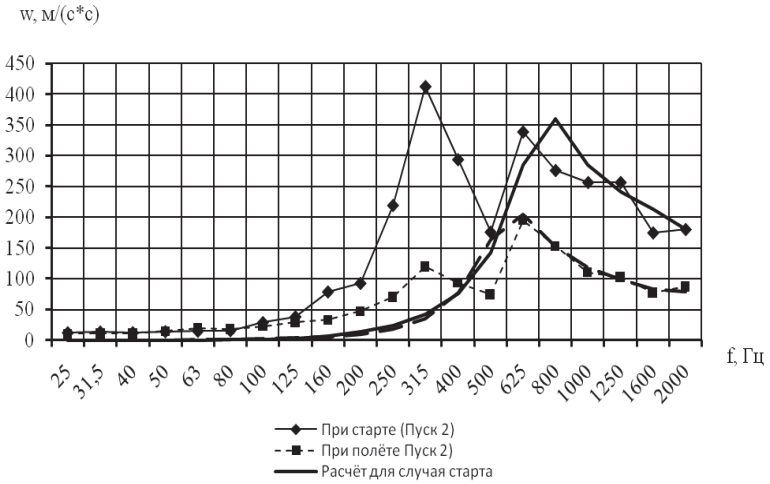
Виброускорение конструкции ПО блока А при старте

в



Виброускорение конструкции ПО блока А при полёте

г



Виброускорение кронштейна прибора ХО блока А и расчёт виброускорения конструкции ХО блока А

д

Рисунок 2. Результаты расчётов и ЛКИ при двух пусках РН:
а, б – конструкция МбО блока III ступени, в, г – конструкция ПО центрального блока, д – конструкция (расчёт) и кронштейн прибора (ЛКИ) ХО центрального блока

Список использованных источников

[1] Умушкин, Б. П. Конструкция и прочность авиационных двигателей [Текст]/ Б. П. Умушкин. М., 2007г. – 149 с.

[2] Демидович, Б. П., Марон, И. А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа [Текст]/ Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова, М.: «Наука», 1967г.-368 с.

RESEARCH OF DYNAMICS OF THE DESIGN OF COMPARTMENTS OF THE ROCKET-CARRIES AT CROSS-SECTION PSEUDO-ACOUSTIC LOADING

P.A. Popov

Space Rocket Centre "Progress",
Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
banduir@rambler.ru

In given article the method of a finding of the vibrating response of a design of compartments of the carrier rocket is described, the given method has been approved on concrete separate constructive zones, the comparative analysis with results of flight design measurements is carried out.

***Key words**: the carrier rocket, vibrating acceleration, acoustic pressure, dynamics of a cover, boundary conditions, test vibrating dynamic tests.*

References

[1] Umushkin, B. P. Konstrukcija i prochnost' aviacionnyh dvigatelej [Tekst]/ B. P. Umushkin. M., 2007g. – 149 s.

[2] Demidovich, B. P., Maron, I. A., SHuvalova JE. Z. CHislennye metody analiza [Tekst]/ B. P. Demi-do-vich, I. A. Maron, JE. Z. SHuvalova, M.: «Nauka», 1967g.-368 s.

УДК 62.534 (031)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ СЛОЕВ И РАЗРАБОТКА ПЛАСТИНЧАТО–ЭЛАСТОМЕРНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

Д.Г. Громаковский,
С.В. Шигин

Самарский государственный технический университет (ФГБОУ ВПО СамГТУ).
Научно-технический центр «Надёжность».
ул. Молодогвардейская, 244
г. Самара, Россия, 443100
pnms3@mail.ru

Ю.К. Пономарёв

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
ponomarev-ssau@yandex.ru

В.И. Хаустов

ОАО «Самарский подшипниковый завод»
ул. Калинина, 1
г. Самара, Россия, 443008
haustov@spzgroup.ru

В статье приведены результаты оценки поглощающих свойств пластинчатых систем, содержащих слой смазочной жидкости между контактирующими поверхностями, зависимости поглощающей способности от физических свойств (адгезия, вязкость и др.), нагрузки, температуры и других эксплуатационных факторов. Экспериментально оценено влияние на поглощающую способность ряда смазочных и других жидкостей. На основе полученных результатов разработана конструкция пластинчато–эластомерных амортизаторов. Оценены их демпфирующие характеристики.

Ключевые слова: *демпфирование; поверхности трения; поглощающая способность; амортизатор; адгезия; вязкость; смазочный слой.*

Механическое взаимодействие поверхностей узлов трения является сложным многофакторным процессом диссипативного типа, в котором доминантой является динамика формирования контактных напряжений [1]. В случае ввода смазочной жидкости в стык контактирующих поверхностей, смазочный слой не только обеспечивает снижение трения (которое переносится в жидкость), но и выполняет роль интенсивно-демпфирующего элемента, поскольку стык представляет объект из 3-х элементов (2 поверхности и смазочный слой). Как барьерная зона для проходящих динамических импульсов, смазочный слой, рассеивает динамическую энергию более интенсивно, чем сумма поглощающих характеристик (декремента колебаний) материалов деталей и смазки.

Если рассматривать процесс, происходящий в стыке как адиабатическое сжатие-расширение слоя смазки, описываемое гармоническим законом $P=e^{iwt}$, то разность между истинным значением давления и давления, имеющего место в состоянии термодинамического равновесия, равна отношению [2, 3] и др.

$$P - P_0 = \frac{\tau\rho}{1+\omega^2\tau^2}\left(C_0 - C\right)\mathrm{div}\overline{V}\,, \qquad (1)$$

где τ – время релаксации; ρ - плотность; ω - циклическая частота; c_0 – скорость звука в среде, находящейся в состоянии термодинамического равновесия; c – истинное значение скорости звука.

Также, из обобщенного закона Ньютона можно получить:

$$P - P_0 = \mu' \mathrm{div}\overline{V} \qquad (2)$$

Сравнения этих формул характеризует т.н. объемную вязкость жидкости [2], которая проявляется при циклической объёмной деформации:

$$\mu' = \frac{\tau\rho}{1+\omega^2\tau^2}\left(C_0 - C\right) \qquad (3)$$

По результатам исследований водоглицериновой жидкости ПГВ в НИИ Физики Санкт-Петербургского университета, объемная вязкость при высоких частотах невелика. На низких циклических частотах она стремиться к своему статическому пределу (рисунок 1, кривая 1), т.к. частоты динамических нагрузок сравнительно невелики и лежат в звуковом диапазоне. Это значение объемной вязкости можно считать расчетным. Но, при добавлении в жидкость, например, циклогексонола (7% массы), вязкость резко возрастает (кривая 2) и стремиться к вязкости ПГВ (кривая 1).

Исследования диссипативных свойств различных смазочных материалов показали, что декремент затухающих колебаний наиболее высок у масел, обладающих высокой объемной вязкостью (рисунок 2, кривая 1 – для ПГВ и 3 – для АУ с присадкой). У масла АУ без присадки (кривая 2) декремент ниже, а еще ниже он при сухом трении (кривая 4).

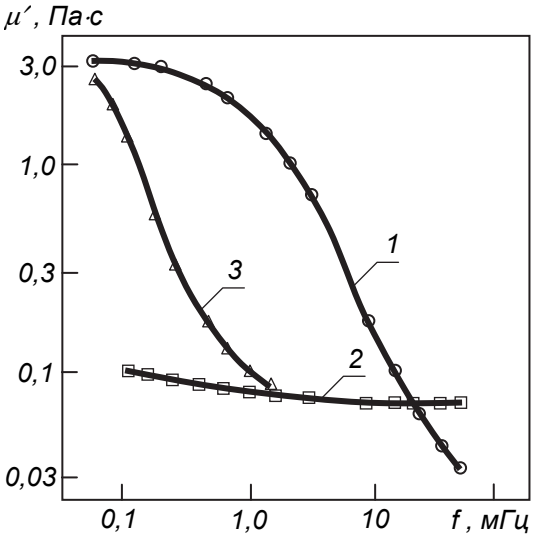


Рисунок 1. Частотная зависимость объёмной вязкости (при 25 °С):
1 – жидкость ПГВ, 2 – масло АУ,
– масло АУ с присадкой (7% циклогексанола)

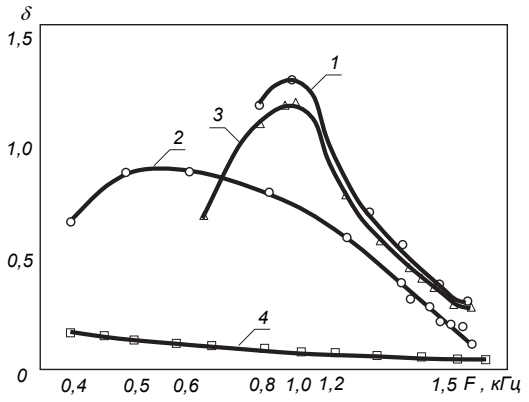


Рисунок 2. Частотная зависимость логарифмического декремента колебаний δ:
– жидкость ПГВ, 2 – масло АУ, 3 – масло АУ с присадкой, 4 – без смазки

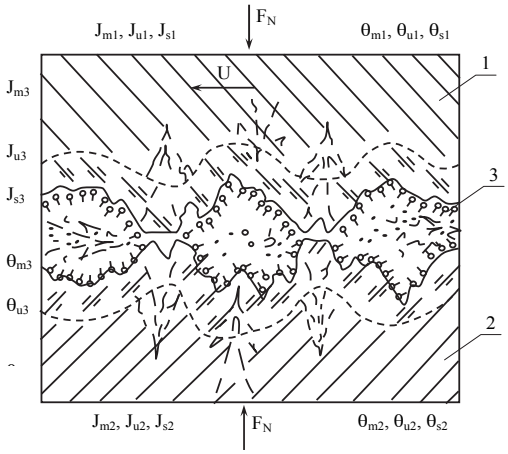


Рисунок 3. Схема процессов, протекающих при динамическом нагружении пластинчатого амортизатора: Jm_i и Θm_i – смещение и моменты, F_N – внешняя нагрузка

Иллюстрация процесса объемной деформации в стыках амортизатора и рассеяния иллюстрируется на рисунке 3. Энергия деформации, трение и пульсация давления в слоях жидкости между пластинами также вызывают переход механической работы трения в тепло и его рассеяние в окружающую среду [10].

Согласно феноменологической релаксационной теории жидкости [4] коэффициент поглощения звука α для еди-ничного релаксационного процесса, как для сдвиговой, так и для объемной вязкости определяется выражением:

$$\alpha = \frac{\omega^2}{2\rho c^3}\left(\frac{4\eta_0'}{1+\omega^2\tau_1^2} + \frac{\eta_0''}{1+\omega^2\tau_2^2}\right). \quad (3)$$

Здесь ω - круговая частота, с – скорость звука, ρ - плотность жидкости, η_0' и η_0'' – «статические» сдвиговая и объемная вязкости, τ_1 и τ_2 времена релаксации сдвиговой и объемной вязкостей.

Величины η_0' и η_0'' зависят от физико-химической природы жидкостей компонент и характера их взаимодействия. Для жидкостей, таких как циклические углеводороды, объемная вязкость в десятки раз выше сдвиговой, а время релаксации τ_1 и τ_2 определяются их строением и характером межмолекулярного взаимодействия [5, 6] и др.

Для пластинчатых амортизаторов отобраны, как наиболее эффективные кремнийорганические жидкости типа полиметилсилоксан и подобраны оптимальные рельефы поверхностей пластин, например на гофрированных шайбах (рисунки 4 и 5) многослойных демпферах (рисунок 10).

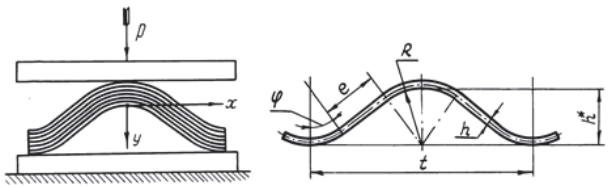


Рисунок 4. Схема нагружения экспериментальных пакетов лент (а) и обозначение параметров, характеризующих профиль гофров (б)



Рисунок 5. Фото виброизолятора при снятой крышке: а – на поверхности шайб видна кремнийорганическая смазка; б – один из пакетов квазизамкнутых колец из троса

Испытательный стенд показан на рисунке 6, характер затухания ударных колебаний - на рисунке 7. Методика испытаний опубликована в [6, 7].

Измерение нагрузки на амортизатор (см. рисунок 6) производится тензометрическими датчиками 3. Выход тензорезисторов подключен к блоку измерительных усилителей 4.

Динамическое нагружение пластинчато-эластомерного амортизатора, установленного на испытательном стенде осуществляется ударом по пяте 2, передающей энергию удара на пакет плоских гофрированных пластин 7, покрытых тонким слоем демпфирующей жидкости (см. рисунок 6).

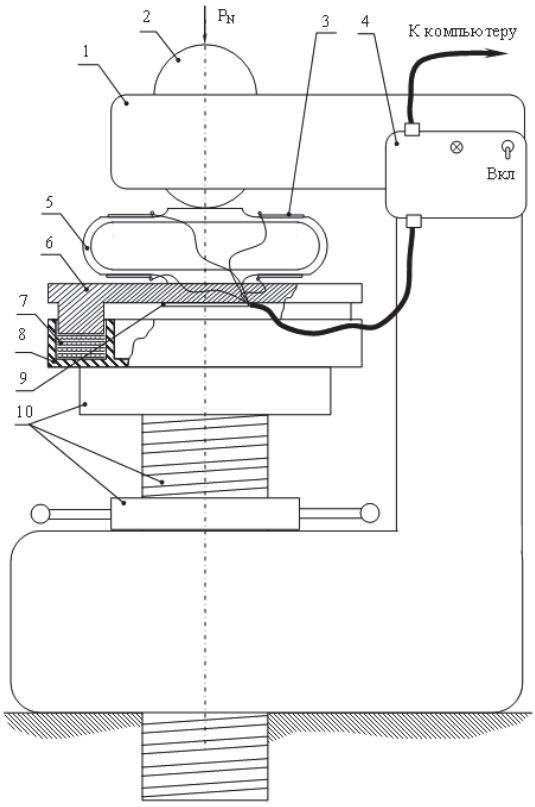


Рисунок 6. Стенд для виброиспытаний пластинчатых амортизаторов:
1 – станина; 2 – ударная пята;3 – датчики статическойнагрузки; 4 – усилитель сигналов с датчикови АЦП; 5 – динамометр;6 – верхняя крышка амортизатора; 7 – гофрированные пластины; 8 - нижняя крышкаамортизатора; 9 – вибродатчик; 10 – прижимной механизм

Испытания проводятся при задаваемой нагрузке, а силу удара определяют по амплитуде упругого перемещения верхней крышки 6, относительно нижней крышки 8.

Электронно-измерительная система испытательного стенда включает: тензометрический датчик 3 (предназначен для измерения статической нагрузки); вибродатчик 9,

закреплённый на верхней крышке 6 пластинчато-эластомерного амортизатора; блок измерительных усилителей 4.

Сигнал с выхода блока измерительных усилителей 4 через блок преобразователя АЦП-USB передаётся для анализа и сохранения в программу Adobe Audition на компьютере (см. рисунок 7).

Основным критерием для отбора демпфирующей жидкости при испытаниях являлась зависимость величины логарифмического декремента колебаний от силы удара при ряде значений статической нагрузки, например, 171 и 342 кг при отрицательной (-10…-15 °С) и положительной (+20 °С) температурах.

Результаты испытаний представлены в таблице 1 и на рисунках 8 и 9.

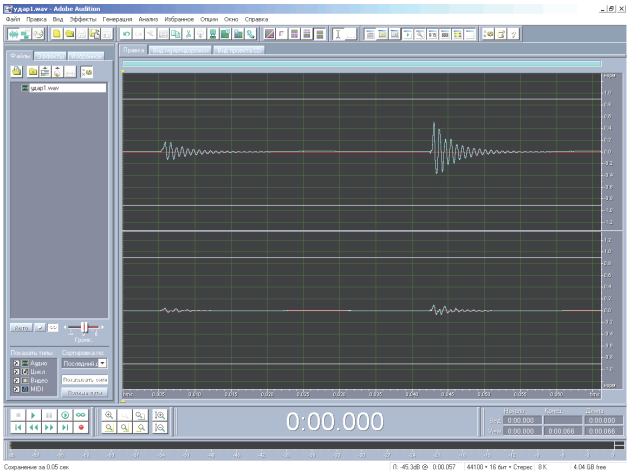


Рисунок 7. Сигналы, записанные в ходе ударного воздействия на входе (верхняя кривая) и на выходе (нижняя кривая)

Таблица 1. Среднее значение логарифмического декремента затухания при испытаниях пластинчатого амортизатора

Температура амортизатора	-10 °С		Ср.зн. □ при -10°С	+ 20 °С		Ср.зн. □ при +20 °С
Вид испытания амортизатора	Ср.зн. □ при статич.нагрузке на амортизатор, кг*			Ср.зн. □ при статич.нагрузке на амортизатор, кг*		
	171	342		171	342	
Без смазки	0,40	0,50	0,45	0,50	0,35	0,43
ПМС500	**1,40**	**1,10**	**1,25**	**1,35**	**1,10**	**1,23**
ПМС60000	**1,15**	0,70	0,93	**1,15**	0,95	1,05
И-20	**1,20**	0,80	1,00	**1,00**	0,50	0,75
Резина 18х27х110мм-2шт.	**1,25**	0,80	1,03	**1,10**	0,18	0,64
С мультислойными смазками (2 компонента):						
ПМС500+И-20	**1,50**	0,75	1,13	**1,40**	0,95	1,18
ПМС60000+И-20	**1,20**	0,50	0,85	0,70	0,85	0,78
ПМС60000+ПМС500	**0,90**	**1,20**	**1,05**	**1,20**	**1,65**	**1,43**

* - при силе удара по амортизатору от 2,0 до 5,0 делений.

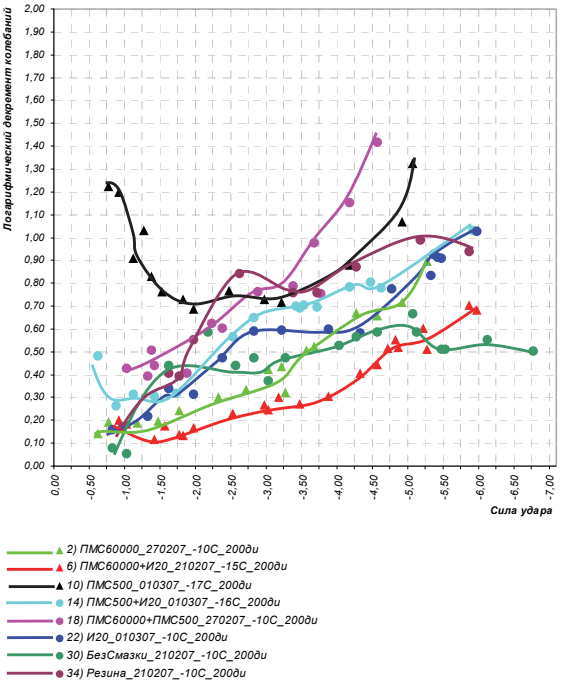


Рисунок 8. Зависимость логарифмического декремента затухания колебаний пластинчатого амортизатора от силы удара при статической нагрузке 342 кг и температуре -10…-15 °С

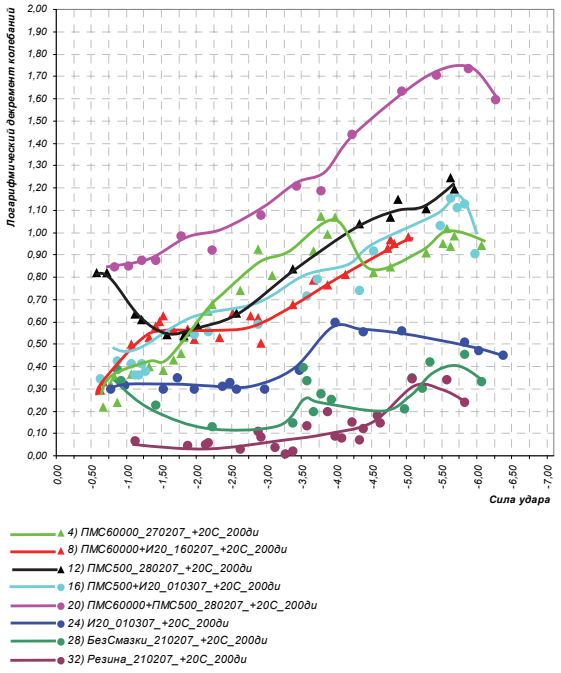


Рисунок 9. Зависимость логарифмического декремента затухания колебаний пластинчатого амортизатора от силы удара при статической нагрузке 342 кг и температуре +20 °С

Из рисунков (таблицы) видно, что кремнийорганические жидкости ПМС60000 (диаграммы 1 – 4) и ПМС500 (диаграммы 9 – 12), а также их комбинация ПМС60000 + ПМС500 (см. диаграммы 17 – 20) обладают высоким значением декремента колебаний во всем ударном спектре испытаний (нижний уровень шкалы равен нудю, самый сильный удар - верхний уровень шкалы равен 7,0 делениям) при положительной и отрицательной температуре испытаний.

Демпфирующие свойства пакета пластин без смазочных составов, находятся на низком уровне □=0.43, практически при любых условиях испытаний.

В результате проведенных исследований пластинчатых демпферов отобраны эффективные кремнийорганические жидкости типа ПМС, выпускаемые отечественной промышленностью и подобраны оптимальные рельефы поверхностей пластин, а также разработаны методы расчета, проектирования, испытаний и средства оценки демпфирующей и нагрузочной способности.

Исследования [6, 8…10] показали высокий уровень поглощающей способности пластинчатых демпферов, в которых в качестве смазочного слоя применены эластомерные жидкости. Наиболее эффективные композиции демпфирующей жидкости приведены в таблице 1. На рисунке 10 приведена конструкция пластинчато-эластомерного амортизатора вертикального подвеса железнодорожного вагона.

В практическом отношении наиболее существенно достижение с помощью предлагаемых пластинчато-эластомерных амортизаторов высокой степени виброустойчивости различных агрегатов при их незначительных габаритах.

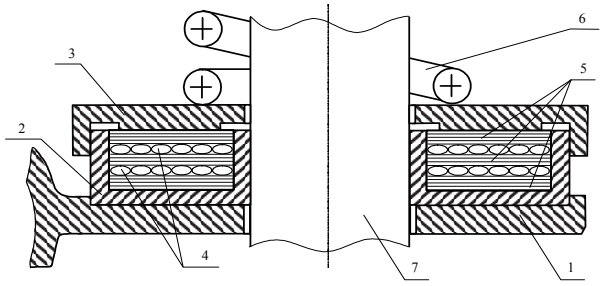


Рисунок 10. Устройство рабочего блока пластинчато-эластомерного амортизатора вертикального подвеса железнодорожного вагона:
1 - проушина буксы; 2 – корпус; 3 - верхняя крышка; 4 - тросовые пакеты квазизамкнутых колец; 5 – пакеты гофрированных шайб; 6 - пружина буксового подвеса; 7 - шпинтон; 8 - рельеф поверхности пластин

Список использованных источников

[1] Дерягин Б.В. Что такое трение? – М.: Изд. АН СССР, 1963. – 230 с.

[2] Ландау Л.Д. Лифшиц ЕН. Механика сплошных сред. – М.: ГИТТЛ, 1954. -794 с.

[3] Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н., Чегодаев Д.Е. и др. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов. – Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета, Самара, 1998. - 234 с.

[4] Расчет и конструирование средств виброзащиты сухого трения. Под ред. Ю.К. Пономарева. – Самара: Изд. Самарской государственной академии путей сообщения. 2005 г. - 207 с.

[5] Леонтович М.А. Некоторые вопросы теории поглощения звука в многоатомных газах. Изв. АН СССР. Сер. физ. 5.633, 1936.

[6] Громаковский Д.Г., Маринин В.Б., Шахов В.Г., Кудюров Л.В. Аналитическая интерпретация механизма объемной вязкости смазки.//Трение и износ. Т. 14, № 6. - С. 973…983.

[7] Патент РФ № 2199683, МКИ F16F 7/14//Авт: Пономарев Ю.К., Архангельский С.В., Гунин В.А., Калакутский В.И. Опубл. 27.02.03, БИ № 6 за 2003 г.

[8] Громаковский Д.Г., Кудюров Л.В., Шигин С.В. О механизме диссипации в ленточном амортизаторе с угловым расположением пластин //Сб. трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин». Т. 1, – М.: Машиностроение, 2003. - С. 320…324.

[9] Громаковский Д.Г., Пономарев Ю.К., Шигин С.В. и др. Решение о выдаче Патента РФ на амортизатор от 09.02.04 г. МПК-7 F16 F/00, 9/14.

[10] Силаев Б.М. Обобщенная модель процесса внешнего трения и изнашивания.//Машиноведение. 1989, № 2. - С. 56…65.

Dmitry G. Gromakovsky,
Sergey V. Shigin

«Samara State Technical University» (SSTU).
Scientific and Technical Center «RELIABILITY».
244, Molodogvardeyskaya str, Samara 443100, Russia
pnms3@mail.ru

Yury K. Ponomaryov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
ponomarev-ssau@yandex.ru

Vyacheslav I. Haustov

«Samara Bearing Plant» - open joint stock company
1, Kalynin str, Samara, 443008, Russia.
haustov@spzgroup.ru

RESEARCH OF ABSORBING PROPERTIES OF LUBRICATING LAYERS AND THE DEVELOPMENT OF THE PLATE-ELASTOMER SHOCK ABSORBERS

Results of an assessment of absorbing properties of the lamellar systems containing a layer of lubricant liquid between contacting surfaces, dependences of absorbing ability from physical properties (adhesion, viscosity, etc.), loadings, temperature and other operational factors are given in article. Influence on absorbing ability of a number of lubricants and other liquids is experimentally estimated. On the basis of the received results the design of lamellar and elastomeric shock-absorbers is developed. Their damping characteristics are estimated.

Key words: *Damping; surface friction; absorptive capacity; shock absorber;adhesion; viscosity; lubricating layer.*

References

[1] Derjagin B.V. CHto takoe trenie? – M.: Izd. AN SSSR, 1963. – 230 s.

[2] Landau L.D. Lifshic EN. Mehanika sploshnyh sred. – M.: GITTL, 1954. -794 s.

[3] Ponomarev JU.K., Pronichev JU.N., CHegodaev D.E. i dr. Mnogoslojnye dempfery dvigatelej le-tatel'nyh apparatov. – Izd-vo Samarskogo gosudar-stvennogo ajerokosmicheskogo universiteta, Samara, 1998. - 234 s.

[4] Raschet i konstruirovanie sredstv vibro-zashhity suhogo trenija. Pod red. JU.K. Ponomareva. – Samara: Izd. Samarskoj gosudarstvennoj akademii putej soobshhenija. 2005 g. - 207 s.

[5] Leontovich M.A. Nekotorye voprosy teo-rii pogloshhenija zvuka v mnogoatomnyh gazah. Izv. AN SSSR. Ser. fiz. 5.633, 1936.

[6] Gromakovskij D.G., Marinin V.B., SHahov V.G., Kudjurov L.V. Analiticheskaja interpretacija mehanizma ob#emnoj vjazkosti smazki.//Trenie i iz-nos. T. 14, № 6. - S. 973…983.

[7] Patent RF № 2199683, MKI F16F 7/14//Avt: Ponomarev JU.K., Arhangel'skij S.V., Gunin V.A., Kalakutskij V.I. Opubl. 27.02.03, BI № 6 za 2003 g.

[8] Gromakovskij D.G., Kudjurov L.V., SHigin S.V. O mehanizme dissipacii v lentochnom amortiza-tore s ug-lovym raspolozheniem plastin //Sb. trudov mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoj konferencii «Aktual'nye problemy nadezhnosti tehnologiche-skih, jenergeticheskih i transportnyh mashin». T. 1, – M.: Mashinostroenie, 2003. - S. 320…324.

[9] Gromakovskij D.G., Ponomarev JU.K., SHi-gin S.V. i dr. Reshenie o vydache Patenta RF na amor-tizator ot 09.02.04 g. MPK-7 F16 F/00, 9/14.

[10] Silaev B.M. Obobshhennaja model' proces-sa vneshnego trenija i iznashivanija.//Mashinovedenie. 1989, № 2. - S. 56…65.

УДК 539.4

ЛОКАЛЬНОЕ ВХОДНОЕ МЕХАНИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОДКРЕПЛЕННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ В ДИАПАЗОНЕ НИЗКИХ ЧАСТОТ

В.И. Голованов,
А.В. Ионов

Используемые в настоящее время значения входного механического сопротивления протяженных цилиндрических оболочек, подкрепленных ребрами жесткости, не дают приемлемых результатов в диапазоне низких (ниже 100-200 Гц) частот. В статье приведены расчетные соотношения для оценки величины локального (точечного) входного механического сопротивления цилиндрической оболочки. Результаты, полученные с использованием предложенных соотношений, хорошо сходятся с экспериментальными данными.

Ключевые слова: *цилиндрическая оболочка, механическое сопротивление, рёбра жесткости, частоты, расчёт, эксперимент, сравнение*

Используемые в настоящее время значения входного механического сопротивления протяженных цилиндрических оболочек, подкрепленных ребрами жесткости, не дают приемлемых в диапазоне низких (ниже 100 - 200 Гц) частот.

Оценим величину локального (точечного) входного механического сопротивления цилиндрической оболочки.

Вначале определим статическую жесткость цилиндрической оболочки, подкрепленной кольцевыми ребрами жесткости. В соответствии с результатами, полученными в [1], статический прогиб подкрепленной цилиндрической оболочки под действием силы Q, приложенной в центре оболочки, имеет вид

$$W = \frac{\left[3\cdot\left(1-\sigma^2\right)\right]^{0,75}\cdot Q\cdot\left(\frac{R}{h}\right)^{2,5}}{\pi\cdot E\cdot R\cdot\beta^{0,75}}\cdot \cdot\sum_{n=2}^{\infty}\frac{n}{\left(n^2-1\right)^{1,5}}\cdot\left[1-\phi\left(U_n\right)\right], \quad (1)$$

$$U_n = \frac{L}{R}\cdot\frac{n\cdot\left(n^2-1\right)^{0,5}}{2\cdot b} = a\cdot n\cdot\left(n^2-1\right)^{0,5}, \quad (2)$$

$$b = \sqrt[4]{\left(\frac{R}{h}\right)^2\cdot\frac{3\cdot\left(1-\sigma^2\right)}{\beta}}, \quad (3)$$

$$\varphi(U) = \frac{2\cdot e^{-2U}\cdot\left(1+\sin 2U\right)}{1+e^{-2U}\cdot\left(\cos 2U+\sin 2U\right)} \quad (4)$$

где $a = \frac{L}{R}\cdot\frac{1}{2\cdot b}$; $\beta = I/\frac{h^3\cdot l}{12\cdot\left(1-\sigma^2\right)}$; h, R, L - толщина, радиус и длина оболочки; E, σ - модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала оболочки; β - отношение момента инерции поперечного сечения кольцевого ребра жесткости с присоединенным пояском оболочки шириной l относительно центра тяжести к цилиндрической жесткости оболочки; l - расстояние между кольцевыми ребрами жесткости.

Для типовых размеров оболочек имеем $\beta = 200-300$, для однородной оболочки $\beta = 1$.

Упростим эти выражения, сделав их пригодными для практического использования.

Проведенные численные расчеты показывают, что при $\sigma = 0,3$ с точностью до 10% ряд, входящий в соотношение (1), может быть аппроксимирован следующим достаточно простым выражением

$$\frac{\left[3\cdot\left(1-\sigma^2\right)\right]^{0,75}}{\pi}\cdot\sum_{n=2}^{\infty}\frac{n}{\left(n^2-1\right)^{1,5}}\cdot\left[1-\phi\left(U_n\right)\right] = \begin{cases}0.56\ldots\ldots при\ \ldots \mathrm{a} > 0.5\\ 0.75\sqrt{\mathrm{a}}\ldots при \ldots a < 0.5\end{cases}. \quad (5)$$

Подставляя (5) и (2) в (1), получаем

$$W = \left(\frac{R}{h}\right)^{2.5} \frac{Q}{E \cdot R \cdot \beta^{3/4}} \cdot \begin{cases} 0.56 \quad при \ldots \frac{L}{R} \cdot \sqrt{\frac{h}{R}} \cdot \sqrt[4]{\beta} > 1.3 \\ 0.75 \cdot \sqrt{\frac{L}{R}} \cdot 0.63 \cdot \left(\frac{h}{R}\right)^{1/4} \cdot \\ \cdot \beta^{1/8} \ldots при \ldots \frac{L}{R} \cdot \sqrt{\frac{h}{R}} \cdot \sqrt[4]{\beta} < 1.3 \end{cases} . \quad (6)$$

Учитывая, что для используемых типовых размеров выполняется соотношение $\frac{L}{R} \cdot \sqrt{\frac{h}{R}} \cdot \sqrt[4]{\beta} < 1{,}3$, получаем из (6) величину статического прогиба подкрепленной цилиндрической оболочки в виде

$$W = 0{,}47 \cdot \sqrt{\frac{L}{R}} \cdot \left(\frac{R}{h}\right)^{9/4} \cdot \frac{Q}{E \cdot R \cdot \beta^{5/8}} . \quad (7)$$

Отсюда можно получить локальную (точечную) жесткость подкрепленной цилиндрической оболочки (т.е. отношение силы к смещению в месте действия силы). Эта величина имеет вид

$$C = 2{,}1 \cdot E \cdot R \cdot \beta^{5/8} \cdot \sqrt{\frac{R}{L}} \cdot \left(\frac{h}{R}\right)^{9/4} . \quad (8)$$

Оценим с помощью этого соотношения значения жесткостей для нескольких типовых вариантов.

Вариант 1. Сила приложена между кольцевыми ребрами жесткости, радиус оболочки 4,5 м, ее толщина 45 мм, расстояние между ребрами 0,6 м. Оболочка однородная $\beta = 1$, она выполнена из стали, т.е. $E = 2 \cdot 10^{11} Н / м^2$. Для этого варианта $C = 1{,}6 \cdot 10^8 Н / м$.

Вариант 2. Сила приложена в районе кольцевого ребра жесткости, длина оболочки 12 м, ее радиус 4,5 м, ее толщина 45 мм, расстояние между ребрами 0,6 м. Оболочка также выполнена из стали, но в этом случае, поскольку оболочка неоднородная, $\beta = 150$. Для этого варианта $C = 8{,}4 \cdot 10^8 Н / м$.

Значения локальной (точечной) жесткости при возбуждении между ребрами для типовых значений толщины оболочки и расстояний меду ребрами для однородной оболочки радиуса 4,5 м приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Локальная жесткость однородной оболочки радиусом 4,5 м

	$l = 0{,}5$	$l = 0{,}6$	$l = 0{,}7$	$l = 0{,}8$	$l = 0{,}9$	$l = 1$
$h = 0{,}03$	$7{,}2 \cdot 10^7$	$6{,}6 \cdot 10^7$	$6{,}1 \cdot 10^7$	$5{,}7 \cdot 10^7$	$5{,}4 \cdot 10^7$	$5{,}1 \cdot 10^7$
$h = 0{,}035$	$1 \cdot 10^8$	$9{,}3 \cdot 10^7$	$8{,}6 \cdot 10^7$	$8{,}1 \cdot 10^7$	$7{,}6 \cdot 10^7$	$7{,}2 \cdot 10^7$
$h = 0{,}04$	$1{,}4 \cdot 10^8$	$1{,}3 \cdot 10^8$	$1{,}2 \cdot 10^8$	$1{,}1 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^8$	$9{,}8 \cdot 10^7$
$h = 0{,}045$	$1{,}8 \cdot 10^8$	$1{,}6 \cdot 10^8$	$1{,}5 \cdot 10^8$	$1{,}4 \cdot 10^8$	$1{,}3 \cdot 10^8$	$1{,}2 \cdot 10^8$

Таблица 2. Локальная жесткость подкрепленной оболочки радиусом 4,5 м и длиной 12 м

	$\beta = 100$	$\beta = 150$	$\beta = 200$	$\beta = 250$	$\beta = 300$
$h = 0{,}03$	$2{,}6 \cdot 10^8$	$3{,}4 \cdot 10^8$	$4 \cdot 10^8$	$4{,}6 \cdot 10^8$	$5{,}2 \cdot 10^8$
$h = 0{,}035$	$3{,}7 \cdot 10^8$	$4{,}8 \cdot 10^8$	$5{,}7 \cdot 10^8$	$6{,}6 \cdot 10^8$	$7{,}3 \cdot 10^8$
$h = 0{,}04$	$5 \cdot 10^8$	$6{,}4 \cdot 10^8$	$7{,}7 \cdot 10^8$	$8{,}8 \cdot 10^8$	$9{,}9 \cdot 10^8$
$h = 0{,}045$	$6{,}5 \cdot 10^8$	$8{,}4 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^9$	$1{,}2 \cdot 10^9$	$1{,}3 \cdot 10^9$

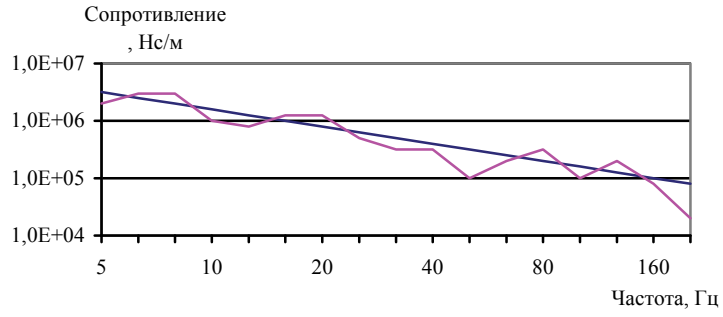
Входное механическое сопротивление цилиндрической оболочки в диапазоне низких частот определяется следующим образом

$$Z_{вх} = C / \omega), \qquad (9)$$

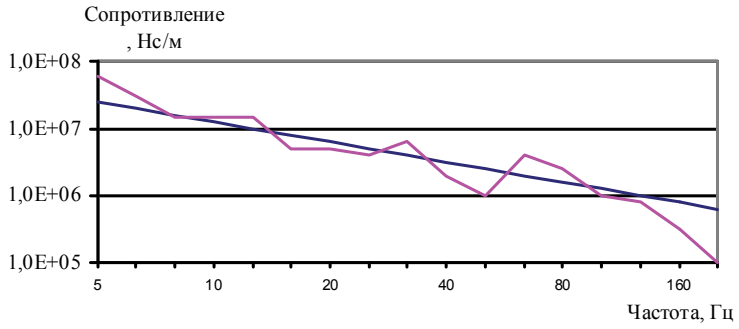
где ω - круговая частота.

Верхняя граница этого диапазона будет определяться наличием волновых резонансов в элементе, заключенном между ребрами. Проведенные оценки показывают, что первые собственные частоты такого элемента лежат в диапазоне выше 200 Гц.

Сопоставление полученных результатов с результатами экспериментальных исследований механического сопротивления приведено на рисунке 1.



а



б

Рисунок 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений входного механического сопротивления подкрепленной цилиндрической оболочки.

а) – возбуждение между шпангоутами ($C = 9 \cdot 10^7\ Н / м$),

б) – возбуждение в районе шпангоута ($C = 8{,}2 \cdot 10^8\ Н / м$).

- расчет,
- эксперимент

В ходе эксперимента при искусственном возбуждении определялась вибрация оболочки в месте действия известной вынуждающей силы. По этим результатам рассчитывалось входное механическое сопротивление корпуса, которое и приведено на рисунке. На этом же рисунке приведено сопротивление, рассчитанное с помощью соотношений (8) и (9). Видно, что в диапазоне низких частот менее 150 Гц наблюдается хорошее совпадение расчетных и опытных результатов.

Таким образом, предложенные соотношения можно использовать для оценки в диапазоне низких частот входного механического сопротивления подкрепленной цилиндрической оболочки.

Список использованных источников

[1] Мошенский Н.Л. Динамическая податливость конструктивно-ортотропной оболочки, подкрепленной усиленными кольцевыми ребрами при внезапном приложении сосредоточенной нагрузки. Сб. «Расчет пространственных конструкций», вып. XVIII, М.: Стройиздат, 1979.

LOCAL INPUT MECHANICAL RESISTANCE STIFFENED CYLINDRICAL SHELL IN THE LOWER RANGES

V.I. Golovanov,
A.V. Ionov

Currently used value of the input mechanical resistance of extended cylindrical shells reinforced by ribs, do not give acceptable results at low (below 100-200 Hz) frequencies. The article shows the calculated ratio to estimate the local (point) of the input me-chanical resistance of the cylindrical shell. Results obtained using the suggested ratios converge well with experimental data.

Keywords: cylindrical shell, mechanical resistance, stiffness ribs, frequency, calculation, experiment, comparison

References

[1] Moshenskij N.L. Dinamicheskaja podatlivost' konstruktivno-ortotropnoj obolochki, podkreplennoj usilennymi kol'cevymi rebrami pri vnezapnom prilozhenii sosredotochennoj nagruzki. Sb. «Raschet prostranstvennyh konstrukcij», vyp. XVIII, M.: Strojizdat, 1979.

УДК 669.018, 669.224

О ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ СПЛАВА ВКНА-1В ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН ГТД

Е.А. Тихомирова

ОАО «Климов»
ул. Кантемировская, д.11
г. С.-Петербург, Россия,
194100
tixomirova00@mail.ru

Е.Ф. Сидохин

ООО «КБ Рентгеновские приборы»
ул. Промышленная д.5
г. С.-Петербург, Россия,
197376
esidohin@yandex.ru

Предлагается использовать для анализа, в том числе при подготовке эксперимента и выборе режимов в исследованиях термической усталости материалов, ТЦ-карты, которые дают наглядного представления о развитии деформации в ходе термоциклических испытаний. Применение ТЦ-карт иллюстрируется на примере анализа опубликованных результатов испытаний сплава ВКНА-1В для лопаток турбин авиационных двигателей. Показано, что при построении зависимости долговечности сплава ВКНА-1В от напряжений следовало непременно учитывать присутствие пластической деформации в цикле.

Ключевые слова: *термическая усталость; термоциклические испытания; пластическая деформация; стеснение свободной термической деформации*

Понятие термической усталости достаточно не однозначно и в книге «Термическая усталость металлов» [1] можно встретить для него несколько определений. Во всяком случае, термическая усталость изделий – это их разрушение в результате действия периодически повторяющихся теплосмен. С изменением температуры изделий, однако, связаны две группы явлений. Одни протекают по ходу изменения температуры и обусловлены стеснением термической деформации. Другие, главным образом при верхней температуре цикла, развиваются под действием достигнутых термических напряжений и усилий, приложенных извне. В термоциклических испытаниях моделируют первую группу явлений и рассматривают сопротивление термической усталости только, как свойство материала изделия.

Термоциклические испытания, направленные на установление или сравнение сопротивления материалов термической усталости, производят преимущественно методом Коффина [2], в основе которого лежит установленная им экспериментально зависимость долговечности (число циклов до разрушения N) от величины пластической деформации в цикле испытаний $\varepsilon_{пл}$, имеющая вид $\varepsilon_{пл}N^{к}$=const. В испытаниях для построения указанной зависимости образец подвергают периодически нагреву и охлаждению, создав стеснение его свободной термической деформации $\varepsilon_{терм}$, которую компенсирует упругопластическая деформация образца $\Delta\varepsilon$, представляющая собой сумму его упругой $\varepsilon_{упр}$ и пластической деформаций $\varepsilon_{пл}$. Развитие метода достигнуто благодаря технике варьирования жесткости нагружения [3], которая позволяет, что очень важно, изменять величину $\Delta\varepsilon$, сохраняя температурный диапазон цикла $\Delta T=T_{max}-T_{min}$ (T_{max} и T_{min} – максимальная и минимальная температуры цикла). Заметим, что изменение $\Delta\varepsilon$ при этом достигается благодаря изменению $\varepsilon_{пл}$ [4]. В этом методе жесткость нагружения – стеснение варьируют посредством жесткости упругого элемента (например, мембраны), установленного последовательно с образцом в цепи нагружения. В тоже время у метода есть свой недостаток: уменьшение жесткости нагружения сдвигает температуру начала пластической деформации в цикле испытаний ($T_{н.пл}$) в сторону более высоких температур и особенность эту нельзя не учитывать. Установка, на которой этим методом производили термоциклические испытания жаропрочного сплава ВКНА-1В [5] для лопаток турбин авиационных двигателей представлена в книге [1].

В ТЦ испытаниях сплава ВКНА-1В [5] предпринята важная попытка связать долговечность N с силовым фактором – с напряжениями, подобно тому, как это делается в изотермических испытаниях на усталость. Дело в том, что нет прямых доказательств и расчетов, показывающих, что в тонкостенных изделиях типа лопаток турбин в ходе теплосмен происходит пластическая де-

формация $\varepsilon_{пл}$, являющаяся непременным атрибутом традиционных испытаний методом Коффина, и поэтому результаты испытаний методом Коффина не могут служить основанием для понимания термической усталости в лопатках турбин. Однако, авторы не учли, что в испытаниях на изотермическую усталость напряжения задают и варьируют извне. В условиях же изменения температуры в цикле испытаний методом Коффина регистрируемые напряжения при каждой температуре (Т) отражают текущее состояние материала. На этапе снятия упругой деформации от предшествующего полуцикла и следующего затем роста упругой деформации наблюдаемые напряжения зависят от модуля упругости материала при данной температуре Е(Т) и изменяются сообразно изменению модуля с температурой. По достижении предела упругости и начала пластической деформации, они равны напряжениям течения и изменяются вместе с ними. Поэтому не ясно, какими физическими причинами руководствовались авторы, желая найти зависимость долговечности N от наибольшего значения переменного параметра в цикле испытаний, каковым являются напряжения. Установленная Коффиным связь долговечности N с $\varepsilon_{пл}$ обоснованна, поскольку с $\varepsilon_{пл}$, как известно, связано прогрессирующее изменение от цикла к циклу дефектной структуры материала вплоть до формирования структуры, благоприятной для возникновения и развития трещин и разрушения. Во всяком случае, ошибочно не учитывать присутствия $\varepsilon_{пл}$ в цикле, а ниже будет показано, что она имеется и изменяется при всех использовавшихся режимах испытания сплава ВКНА-1В в работе [5].

Наше понимание развития деформации в ТЦ испытаниях, в том числе и сплава ВКНА-1В, принципиально не отличающееся от позиции Ю.Ф. Баландина [6] и С.С. Мэнсона [7], предполагает последовательность подобную, наблюдаемой при изотермических механических испытаниях. О ходе процесса на разных его стадиях дают наглядное представление диаграммы, приведенные на рис.1 и рис.2 (будем называть их картами термоциклических испытаний или ТЦ-картами). На диаграмме ТЦ-карты нанесены две кривые температурной зависимости упругой деформации $\varepsilon_{упр}(\sigma_{02})$~f(T), соответствующей пределу текучести материала σ_{02}(T) и равные σ_{02}(T)/E(T) (за неимением данных о пределе упругости) в области нагрева и охлаждения, и кривые изменения с температурой упругопластической деформации $\Delta\varepsilon$ в применяемых режимах термоциклирования при нагреве и охлаждении.

В качестве примера на рисунках 1,а и 1,б показана диаграмма полуцикла нагрева с полным стеснением свободной термической деформации $\varepsilon_{терм}=\Delta\varepsilon$ монокристаллов с ориентировкой оси нагружения по [001] и по [111], где **S –** обозначена точка перехода от упругой деформации к пластической ($T=T_{н.пл}$).

Испытания монокристальных образцов сплава ВКНА-1В производили в диапазоне температур T_{min}=100°С и T_{max}=850, 1050 или 1100°С [5]. В каждом из диапазонов испытаний (100↔850, 100↔1050 и 100↔1100°С) для варьирования жесткости нагружения использовали по три мембраны различной толщины, но сведения о величине стеснения и полученных при этом значениях $\Delta\varepsilon$ не приведены, поэтому возможным представляется только анализ результатов, соответствующих полному стеснению. Эти результаты приведены в таблице 1. Для сравнения приведенные в [5] напряжения сжатия $\sigma_{сж}$ сопровождаются значениями $\sigma_{02}(\tau_{max})$, а значения напряжений растяжения $\sigma_р$ - пределом текучести сплава σ_{02}(100) при T_{min}=100°С.

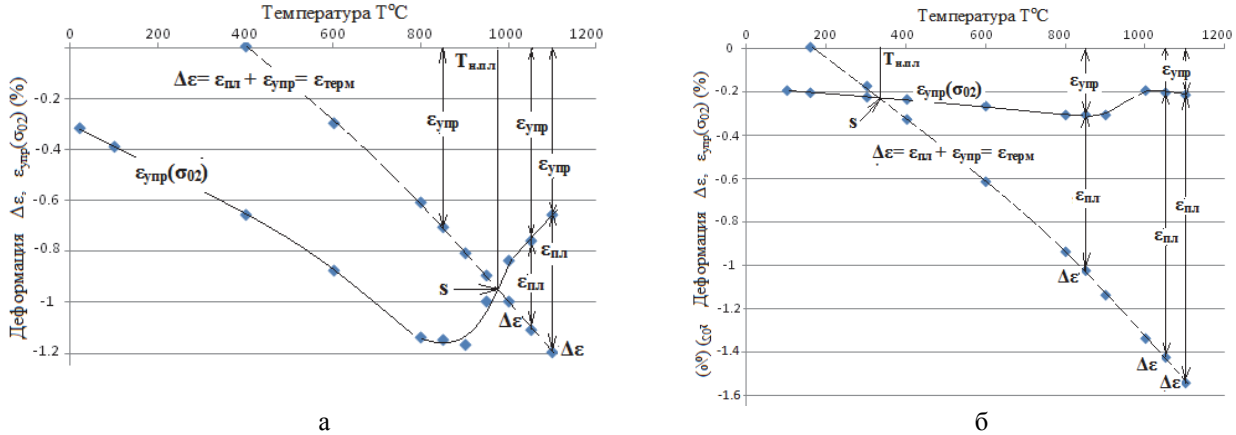
Таблица 1. Результаты испытаний сплава ВКНА-1В при полном стеснении

[HKL]	$T_{max,}{}^{o}C$	N	σр МПа	$\sigma_{02}(100)$ МПа	σсж МПа	$\sigma_{02}(T_{max})$ МПа
[001]	850	1270	560	473	540	970
	1050	61	450	473	460	505
	1100	242	390	473	410	415
[111]	850	1997	700	591	570	670
	1050	107	900	591	500	360
	1100	225	320	591	580	360
[011]	850	428	460	403	800	768
	1050	204	420	403	430	454
	1100	171	420	403	430	392

На рисунке 1,а можно видеть, что у образцов с ориентировкой [001] упругопластическая деформация Δε по достижении температуры 1050 и 1100°С превышает упругую деформацию $\varepsilon_{упр}(\sigma_{02})$, соответствующую пределу текучести, и следовательно содержит $\varepsilon_{пл}$. В испытаниях по режиму 100→850°С величина Δε много меньше $\varepsilon_{упр}(\sigma_{02})$ и поэтому $\Delta\varepsilon=\varepsilon_{упр}$, т.е. сжатие при нагреве является исключительно упругим.

У образцов же с ориентировкой [111], как видно из графика рис.1б, при всех режимах испытаний Δε содержит пластическую деформацию $\varepsilon_{пл}$ и весьма значительную по сравнению с упругой составляющей $\varepsilon_{упр}$.

На рисунке 2 представлены полные ТЦ-карты испытаний монокристаллов сплава ВКНА-1В с ориентировкой оси нагружения по [001], [111], [011]. Отличительными особенностями монокристаллов указанных ориентировок, которые ответственны за структуру диаграмм, являются: различие механических характеристик (предел текучести, деформационное упрочнение) и их температурной зависимости, а также различие модулей упругости и их зависимости от температуры.



а б

Рисунок 1. Деформация монокристальных образцов сплава ВКНА-1В в полуцикле нагрева термоциклических испытаний методом Коффина: а) ориентировка оси - [001], б) ориентировка оси - [111], $T_{н.пл}$ – температура начала пластической деформации

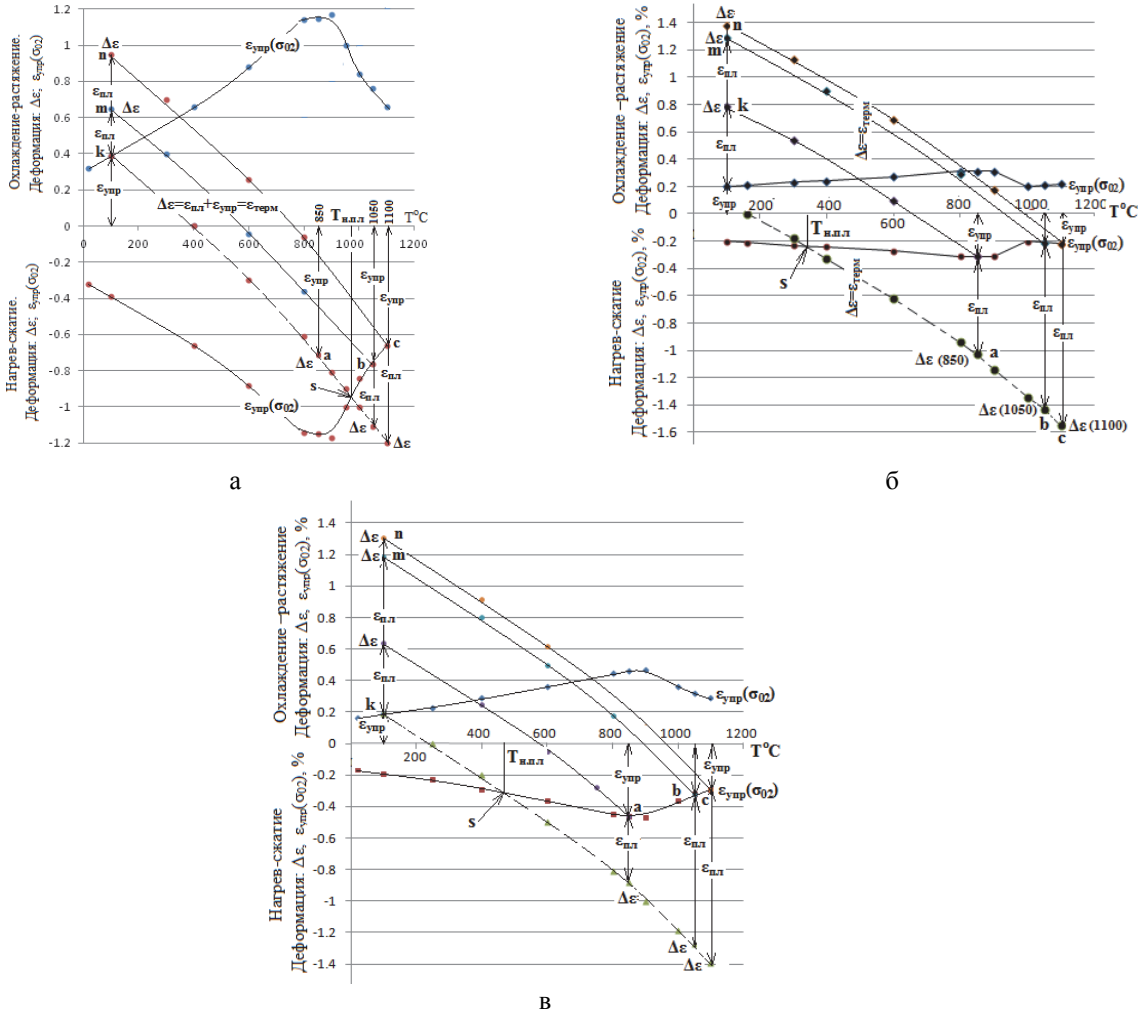


Рисунок 2. Карты термоциклических испытаний (ТЦ-карты) монокристаллов жаропрочного сплава ВКНА-1В трех кристаллографических ориентировок оси приложения нагрузки: а - вдоль [001], б - вдоль [111] и в - вдоль [011]

Анализ представленных диаграмм позволил выявить ряд особенностей, которые важны для понимания развития деформации в цикле.

1. При всех режимах испытаний у монокристаллов всех трех ориентировок наблюдается пластическая деформация $\varepsilon_{пл}$ в полуциклах нагрева и охлаждения.

2. Величины $\varepsilon_{пл}$ в полуциклах нагрева и охлаждения близки, но как правило при нагреве $\varepsilon_{пл}$ выше на 0.1- 0,2 %, что указывает на накопление деформации сжатия от цикла к циклу испытаний.

3. У кристаллов каждой из ориентировок переход от упругой к пластической деформации происходит при одной и той же температуре $T_{н.пл}$ для всех режимов нагрева $T_{min} \rightarrow T_{max}$, но значения $T_{н.пл}$ у образцов с ориентировками [001], [111] и [011] различны.

4. Наибольшая упругая деформация при всех режимах $T_{min} \rightarrow T_{max}$ достигается при температуре 850 ^{o}C: 0,65 % у образцов [001], 0,3 % – у [111] и 0,45% - у [011].

5. В полуцикле охлаждения $T_{н.пл}$ имеет различную величину у всех режимов $T_{max} \rightarrow T_{min}$ и всех ориентировок (см. таблицу 2).

6. Монокристаллы с ориентировкой [011] обнаружили долговечность N в 3-4 раза меньшую, чем у остальных при испытаниях по режиму 100↔850^{o}C, хотя на диаграмме никаких особенностей не замечено (см. табл.1). Полагаем, что это связано со спецификой пластической деформации кристаллов этой ориентировки. Отличие в том, что у монокристаллов ориентировки [001] и

[111] на ранних стадиях деформации развивается множественно скольжение.

7. При нагреве по режиму 100→850 °С монокристаллы ориентировки [001] деформируются только упруго, тем не менее, они показывают не столь высокую долговечность, как можно было ожидать. Можно предполагать, что причиной тому является их пластическая деформация в полуцикле охлаждения.

Силовые характеристики деформационного процесса, приведенные в табл.1 из работы [5], у монокристаллов ориентировки [001] и [011] согласуются с данными, которые можно получить из диаграмм на рисунке 2. Все значения $\sigma_р$ и $\sigma_{сж}$ при всех режимах испытаний близки к σ_{02} при T_{min} и T_{max}. В тоже время у монокристаллов [111] соответствия не обнаруживается ни при каких режимах. Большую величину $\sigma_р$ (700 и 900 МПа) для режимов 100↔850 °С и 100↔1050 °С еще можно бы объяснить сильным деформационным упрочнение сплава при T_{min}, но не понятно почему так малы напряжения $\sigma_р$=320 МПа, когда режим 100↔1100 °С. Не просматривается соответствие и между $\sigma_{сж}$ и $\sigma_{02}(\tau_{max})$.

В таблице 2 приведены температуры $T_{н.пл}$ перехода от упругой деформации к пластической в ходе охлаждения образцов по каждому из режимов T_{max}→100°С и соответственно напряжения в материале, достигаемые в этот момент ($\sigma_{н.пл}$). Сопоставление $\sigma_{н.пл}$ и $\sigma_р$ подтверждает, указанное ранее соответствие $\sigma_р$ величине предела текучести σ_{02}(100°С) для ориентировок [001] и [011]. В тоже время картина для монокристаллов ориентировки [111] остается неопределенной.

Таблица 2. Напряжения $\sigma_{н.пл}$ и T= $T_{н.пл}$ в полуциклах охлаждения (T_{max}→100 °С)

T_{max}, °С	001			111			011		
	$T_{н.пл}$	$\sigma_{н.пл}$	$\sigma_р$	$T_{н.пл}$	$\sigma_{н.пл}$	$\sigma_р$	$T_{н.пл}$	$\sigma_{н.пл}$	$\sigma_р$
850	100	474	560	500	645	700	380	490	460
1050	220	577	450	760	695	900	670	692	420
1100	350	662	390	820	673	320	740	748	420

Предлагаемый прием построения ТЦ-карт и использования их для анализа позволяет наглядно представить себе динамику развития деформации в ходе полуциклов термоциклических испытаниях, проследить влияние режимов и параметров испытаний, проследить возможное изменение такого важного параметра испытаний, как $\varepsilon_{пл}$, при изменении режимов.

Проведенный анализ результатов испытаний жаропрочного сплава ВКНА-1В выявил особенности протекания деформации, которые должны быть непременно объяснены, для понимания термической усталости сплава. Однако для этого необходима более полная информация об испытаниях, которая отсутствует в опубликованных материалах.

Применённый в работе [5] прием нагрева в нулевом полуцикле от температуры T=0.5(T_{max} +100 °С), в целях управления уровнем напряжений в испытаниях, не решает поставленной задачи и не меняет картины развития деформации при последующем циклическом изменении температуры (T_{min} ↔ T_{max}), т.к. опорные точки диаграммы (a,b,c,k,m,n) остаются неизменными, в чем легко убедится, нанеся в ТЦ-карте линии зависимости $\Delta\varepsilon$~f(T) от соответствующих начальных температур (475, 575 и 600 °С).

Заключение

Анализ с помощью ТЦ-карт динамики развития упругопластической деформации в термоциклических испытаниях сплава ВКНА-1В методом варьирования жесткости нагружения выявил наличие определенной величины пластической деформации в цикле. Это свидетельствует о том, что нет оснований считать, что в испытаниях жаропрочного сплава ВКНА-1В регулирующим фактором долговечности были максимальные напряжение в цикле.

Для решения вопроса о связи долговечности с уровнем напряжений в цикле испытаний, что важно для исследования термиче-

ской усталости в лопатках турбин авиационных двигателей, методика варьирования жесткости нагружения должна быть видоизменена таким образом, чтобы в термическом цикле не происходило пластической деформации.

Выражаем глубокую признательность О.А. Базылевой и Н.Г. Бычкову за предоставленную информацию о сплаве.

Список использованных источников

[1] Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. М. Машиностроение, 1980, с.200.

[2] Coffin L.F. A Study of Cyclic-thermal Stress in Ductile Metal. Transaction of the ASME, 1954, v.76, p.931-950.

[3] Серенсен С.В., Котов П.И. Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения. Заводская лаборатория, 1962, т.28, №10. С. 1233-1238.

[4] Тихомирова Е.А., Азизов Т.Н., Сидохин Ф.А., Сидохин Е.Ф. О термоциклических испытаниях по методу варьируемой жесткости нагружения. Материаловедение, 2014 (в печати).

[5] Голубовский Е.Р., Бычков Н.Г., Хамидуллин А.Ш., Базылева О.А. Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости монокристаллов сплава на основе Ni_3Al для высокотемпературных деталей АГТД. Вестник двигателестроения, 2011, №2. С. 244-248

[6] Баландин Ю.Ф. Термическая усталость металлов в судовом энергомашиностроении. Ленинград. Изд. «Судостроение», 1967. 272 с.

[7] Мэнсон С.С.. Температурные напряжения и малоцикловая усталость. М. Машиностроение, 1974. 213 с.

ABOUT OF THERMAL HIGH-RESISTANCE ALLOY VKNA-1B THERMAL FATIGUE INVESTIGATIONS AND THERMAL FATIGUE PROBLEMS

Elena A. Tikhomirova

JSC «Klimov»
11, Kantemirovskya Str.,
S.-Peterburg,
194100, Russia
tixomirova00@mail.ru

Evgeni F. Sidokhin

Ltd. «X-ray Instruments»
5, Promishlennya Str.,
S.-Peterburg,
197376, Russia
esidohin@yandex.ru

This article are concerned some problems of the thermal fatigue scientific research of thermal high-resistance alloys turbine blades. For the purposes of a better understanding of the change of deformation in thermocyclic experiments we propose to construct and use "TC-cards". They should also be used in preparing experiments and choosing the modes. These cards also include information about the temperature – elasoplastic and temperature – elastic module dependencies, which correspond to the flow limit of the material being tested. An application of the use of "TC-Cards" is shown when analyzing the results of obtained from tests conducted on the VKNA-1V alloy, which has shown that by building the dependency of the lifetime of the alloy from the applied stress must take into account the presence of plastic deformation which occurs in the cycle.

Key words: *thermal fatigue; plastic deformation; thermo-cyclical testing..*

References

[1] Dulnev R.A., Kotov P.I. *Termicheskaya ustalost metallov*. [Thermal fatigue of metals] Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 200 p.

[2] Coffin L.F. A Study of Cyclic-thermal Stress in Ductile Metal. Transaction of the ASME, 1954, v.76, p.931-950

[3] Serensen S.V. Kotov P.I. About measuring of thermal fatigue resistance buy mean of the rigid load variation, *Zavodskaya laboratoriya*, 1962, v.28, №10, p.1233-1238 (in Russian)

[4] Tikhomirova E.A., Azizov T.N., Sidokhin F.A., Sidokhin E.F. About the thermal-cycle tests buy mean of the rigid load variation, *Materialovedenie*, 2014, №4, p. (in Russian)

[5] Golubovskiy E.R., Bychkov N.G., Khamidullin A.Sh., Bazyleva O.A. The experimental estimation of thermal fatigue crystallographic anisotropy of Ni_3Al single-crystals for high- temperature details of AGTD. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2011, №2, p.244-248 (in Russian)

[6] Balandin Yu.F. *Termicheskaya ustalost metallov v sydovom energomashinostroenii.* [Thermal fatigue of metals in ship energy machinebuilding], Leningrad, Sudostroenie Publ., 1967, 272 p.

[7] Manson S.S. Termicheskaie napryageniya I malociklovaya ustalost. [The temperature stresses and low-cycle fatigue]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974, 213 p.

УДК 669.018, 669.224

О ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ВКНА-1В И ПРОБЛЕМАХ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ

Е.А. Тихомирова

ОАО «Климов»
ул. Кантемировская, д.11
г. С.-Петербург, Россия,
194100
tixomirova00@mail.ru

Е.Ф. Сидохин

ООО «КБ Рентгеновские приборы»
ул. Промышленная д.5
г. С.-Петербург, Россия,
197376
esidohin@yandex.ru

Термоциклические испытания, направлены на установление или сравнение сопротивления материалов термической усталости. Они осуществляются преимущественно методу Коффина, который предусматривает стеснение свободной термической деформации и установление зависимости долговечности (число циклов до разрушения) от пластической деформации в цикле. Представлен метод анализа развития деформации в цикле с помощью построения для исследуемого материала диаграммы температура - свободная термическая деформация - упругая деформация, соответствующая пределу текучести материала. Диаграмма показывает величину пластической деформации, достигаемой верхней температуре цикла T_{max} и ее изменение в последующих циклах. Диаграмма позволяет выбрать температурный режим для получения требуемых деформационных параметров испытания. Работа с диаграммой демонстрируется на примере анализа методики и результатов термоциклических испытаний жаропрочного сплава для лопаток турбин ВКНА-1В. Установлено, что при всех режимах проведенных испытаний материал подвергался пластической деформации в цикле. Ее присутствие не позволило установить с необходимой достоверностью зависимость долговечности от уровня максимальных напряжений, регистрируемых в цикле.

Ключевые слова: *Термоциклические испытания; пластическая деформация; термическая усталость*

ABOUT THERMA-CYCLIC TESTS OF HIGH RESISTANCE ALLOY VKNA-1V AND PROBLEMS OF TERMAL FATIGYE INVESTIGATION

Elena A. Tikhomirova

JSC «Klimov»
11, Kantemirovskya Str.,
S.-Peterburg,
194100, Russia
tixomirova00@mail.ru

Evgeni F. Sidokhin

Ltd. «X-ray Instruments»
5, Promishlennya Str.,
S.-Peterburg,
197376, Russia
esidohin@yandex.ru

The goal of thermocyclic tests is to identify or compare the resistance of materials to thermal fatigue. They generally use Coffin's method where the free thermal deformation is constricted and gives the lifetime (number of cycles prior to destruction) as a dependency from the plastic deformation within a cycle. We present a method for the analysis of the progress of the deformation within a cycle by constructing the diagram of the temperature – free thermal deformation – elastic deformation, corresponding to the flow limit of the material. The diagram shows the magnitude of the plastic deformation attained at the maximal temperature (T_{max}) and its changes in the previous cycles. The diagram allows permits one to choose the temperature mode required to obtain the desired deformation parameters in a test. An application of the diagram is presented in the case study analyzing the method and results of thermocyclic tests conducted on the high-heat resistant alloy used for the construction of the blades in the VNKNA-1V turbines. It has been concluded that under all possible modes the material is subject to thermal deformation within a cycle. Its presence does not allow one to conclude the dependence of the lifetime from the magnitude of the maximal stress registered within a cycle.

Key words: *thermal fatigue; plastic deformation; thermo-cyclical testing.*

УДК 621.852

ОБ УЧЁТЕ ВНУТРЕННЕГО ДЕМПФИРОВАНИЯ СЛОЁНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ЗАДАЧАХ АКУСТОУПРУГОСТИ ДВУХСЛОЙНЫХ ПЛАСТИН

В.Н. Паймушин

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева
К. Маркса, 10
г. Казань, Россия, 420111
vpajmushin@mail.ru

Сформулирована связанная задача о прохождении плоской звуковой волны сквозь композитную пластину, покрытую вторым демпфирующим слоем с большим логарифмическим декрементом колебаний. Аэрогидродинамическое взаимодействие пластины с окружающими пластину акустическими средами описывается трехмерными волновыми уравнениями, а механическое поведение двухслойной пластины – классической моделью Кирхгофа-Лява. Для случая шарнирного опирания кромок пластины найдено точное аналитическое решение задачи. На его основе найдены параметры покрывающего демпфирующего слоя, при которых можно добиться практически полного погашения вибрации пластины при резонансных режимах ее акустического нагружения.

Ключевые слова: *Двухслойная пластина, акустоупругость, внутреннее демпфирование, логарифмический декремент колебаний, волновое уравнение, звуковая волна, аналитическое решение, резонанс, гашение вибраций*

1 Введение

Величина допустимой вибрации любой конструкции того или иного назначения определяется ее влиянием на прочностные характеристики конструкции и ее элементов, на работоспособность, самочувствие и здоровье так или иначе связанных с ними людей, работу установленной на ней аппаратуры и др. В части обеспечения прочностных характеристик одним из наиболее опасных режимов динамического деформирования конструкций является резонансный, реализующийся в конструкции при совпадении частот ее собственных колебаний с частотой внешнего циклического воздействия. При таком режиме нагружения, как известно, многократно возрастают амплитудные значения параметров динамического напряженно-деформированного состояния (НДС). Корректное и достоверное их теоретическое определение с необходимой для практических целей точностью требует надлежащего учёта в расчетных соотношениях демпфирующих свойств материалов конструкций, обусловленных внутренним трением. Методам их определения и построению для их описания соответствующих математических моделей к настоящему времени посвящена обширная научная литература.

Традиционные конструкционные материалы (металлы и их сплавы, современные композитные материалы), характеризующиеся большими значениями упругих и прочностных параметров, как правило, обладают малыми показателями демпфирующих свойств. Поэтому для повышения параметров демпфирования изготовленных из них тонкостенных конструкций их элементы зачастую изготавливают в виде многослойных структур, чередуя по толщине жесткие слои с маложесткими слоями с повышенными демпфирующим свойствами. Такие элементы в настоящее время широко распространены в конструкциях авиа- и судостроения, автомобилях, в сооружениях гражданского и промышленного строительства и др., в которых в качестве демпфирующих слоев используются различные эластомеры (резина).

Величина допустимой вибрации конструкции должна быть ограничена и величиной допустимого шума, формирующегося в окружающей конструкцию акустической среде в результате ее динамического взаимодействия с деформирующейся конструкцией. Вопросами вибрации механических систем занимаются, главным образом, специалисты в области механики деформируемого тела, динамики и прочности машин, приборов и аппаратуры, прочности летательных аппаратов, судов и др., не уделяя при этом должного внимания вопросам создаваемого конструкциями шума при их де-

формировании, а вопросами формирования и распространения шума – специалисты в области акустики. В авиастроении за последние десятилетия проблемы снижения шума привели к появлению нового научного направления – авиационной акустики, связанного с акустикой летательных аппаратов и включающей в себя аэроакустику и структурную акустику [1, 2]. Последняя составляет направление, находящееся на стыке акустики и динамики упругих систем, в котором изучаются механизмы распространения звука по конструкциям аппаратов, излучения звука этими конструкциями и другие вопросы. Литература, посвященная изучению этих вопросов, достаточна обширна. Тем не менее, полученные в этой области результаты следует считать достаточно «скромными» в виду охвата лишь узкого класса простейших элементов тонкостенных конструкций.

К изложенному выше следует также добавить, что во второй половине прошлого века в механике сформировалось научное направление, связанное с исследованием стационарного и нестационарного взаимодействия акустических волн с преградами в виде твердых деформируемых тел и тонкостенных элементов конструкций. Это направление привлекает и продолжает привлекать внимание исследователей актуальностью, сложностью и многообразием явлений, присущих процессу взаимодействия сред различной физической природы. К настоящему времени относящиеся к этому направлению вопросы аэрогидроупругости тонкостенных конструкций в виде оболочек были освещены в ряде монографий и обзоров [3–6 и др.]. Однако в них абсолютно не рассматривались вопросы формирования звуковых волн и теоретического исследования задач о звукоизоляции и звукопоглощении теми или иными деформируемыми преградами. Они и в настоящее время остаются без должного внимания со стороны исследователей, хотя практически во всех изданиях справочного или другого характера [7, 8], посвященных созданию различного рода многослойных конструкций, указывается, что они обладают хорошими звукоизоляционными и звукопоглощающими свойствами. На практике эти свойства до настоящего времени, по-видимому, исследовались главным образом только чисто экспериментальными методами, а их теоретические исследования основывались лишь на использовании упрощенных постановок соответствующих задач, так как не разработаны теоретические основы их исследования. Так, например, не изучен и неправильно трактуется механизм снижения шума в салонах автомобилей и самолетов путем наклеивания на силовые элементы конструкций (в частности, на пол салонов пассажирских самолетов) специальных тонких покрытий из функциональных резиноподобных материалов, называемых в конструкторских бюро звукопоглощающими слоями. Однако, такие наклеенные слои никакими звукопоглощающими свойствами не обладают, а имея высокие демпфирующие свойства, они позволяют значительно снизить амплитудные значения деформаций и перемещений силовых элементов конструкций в резонансных режимах нагружения, формируя тем самым пониженный уровень звукового давления в салонах. Более того, использование таких специальных покрытий с большими демпфирующими свойствами, как будет показано ниже, приводит к многократному снижению уровня формирующихся в элементах конструкций циклических напряжений и, как следствие, к многократному повышению долговечности (ресурса) конструкций.

2 Постановка задачи и построение ее решения

Рассмотрим деформируемое тело, состоящее из двух тонких слоев, которые имеют толщины t_1, t_2 и выполнены из ортотропных материалов. Пространство тела отнесем к ортогональной декартовой системе координат $0x_1x_2z$, у которой координатная плоскость $z=0$ совпадает со срединной плоскостью σ первого слоя, а оси x_1 и x_2 совпадают с осями ортотропии материалов слоев.

Пусть u_1, u_2, w – перемещения точек плоскости σ в направлениях осей x_1, x_2, z, через которые по модели Кирхгофа-Лява при среднем изгибе пластины компоненты

перемещений и деформаций ее произвольной точки определяются соотношениями

$$U_i = u_i - zw_{,i}, \quad \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^0 - zw_{,ij},$$
$$-t/2 \le z \le (t_1/2 + t_2), \qquad (1)$$
$$2\varepsilon_{ij}^0 = u_{i,j} + u_{j,i} + w_{,i}w_{,j},$$

где использованы общепринятые обозначения для частных производных по координатам x_i.

Если считать, что материал слоев обладает вязкоупругими свойствами, то для описания динамических процессов деформирования, изменяющихся по времени τ по гармоническому закону с круговой частотой ω, компоненты напряжений k-го слоя с компонентами деформаций (1) можно связать определяющими соотношениями

$$\sigma_{11}^{(k)} = \frac{E_1^{(k)}}{1-\nu_{12}^{(k)}\nu_{21}^{k}}\left(1+\frac{\delta_1^{(k)}}{\pi\omega}\frac{\partial}{\partial\tau}\right)\Big[\varepsilon_{11}^0 + \nu_{21}^{(k)}\varepsilon_{22}^0 - z\left(w_{,11} + \nu_{21}^{(k)}w_{,22}\right)\Big]; \ \overrightarrow{1,2}, \qquad (2)$$
$$\sigma_{12}^{(k)} = 2G_{12}^{(k)}\left(1+\frac{\delta_{12}^{(k)}}{\pi\omega}\frac{\partial}{\partial\tau}\right)\left(\varepsilon_{12}^0 - zw_{,12}\right),$$

которые являются обобщением соотношений [9], использованных в статье [10] для изотропного материала. Здесь и далее: $-t_1/2 \le z \le t_1/2$ при $k=1$; $t_1/2 \le z \le t_1/2 + t_2$ при $k=2$; $\delta_i^{(k)}, \delta_{12}^{(k)}$ – логарифмические декременты колебаний (ЛДК) при осевых и сдвиговых деформациях материала k-го слоя, $E_1^{(k)}$, $G_{12}^{(k)}$, $\nu_{12}^{(k)}, \nu_{21}^{(k)} = E_2^{(k)}\nu_{12}^{(k)}/E_1^{(k)}$ – модули упругости первого и второго родов, а также коэффициенты Пуассона.

Относительно внутренних усилий и моментов

$$T_{sj} = \int_{-t_1/2}^{t_1/2}\sigma_{sj}^{(1)}dz + \int_{t_1/2}^{t_1/2+t_2}\sigma_{sj}^{(2)}dz,$$
$$M_{sj} = -\int_{-t_1/2}^{t_1/2}\sigma_{sj}^{(1)}zdz - \int_{t_1/2}^{t_1/2+t_2}\sigma_{sj}^{(2)}zdz, \qquad (3)$$

приведенных к срединной плоскости σ, для выделенного из пластины элемента составим уравнения движения, составленные в приближении

$$T_{s1,1} + T_{s2,2} - q\ddot{u}_1 = 0, \quad q = r_1t_1 + r_2t_2;$$
$$s = 1,2; \ \overrightarrow{1,2}, \qquad (4)$$

$$M_{11,11} + 2M_{12,12} + M_{22,22} + \left(T_{11}w_{,1} + T_{12}w_{,2}\right)_{,1} + \left(T_{12}w_{,1} + T_{22}w_{,2}\right)_{,2} + q\ddot{w} - p = 0, \qquad (5)$$

где точками над буквами обозначены частные производные по τ; r_k – плотность материала k-го слоя; p – подлежащая определению действующая на пластину внешняя аэрогидродинамическая нагрузка.

Составленные уравнения (4), (5) могут быть выражены через перемещения u_1, u_2, w при использовании физических зависимостей

$$T_{11} = B_1\varepsilon_{11}^0 + \tilde{B}\varepsilon_{22}^0 - \frac{B_1^{(2)}H}{2}\left(w_{,11} + \nu_{21}^{(2)}w_{,22}\right), \qquad (6)$$
$$T_{12} = 2B_{12}\varepsilon_{12}^0 - B_{12}^{(2)}Hw_{,12} \ ; \ \overrightarrow{1,2};$$

$$M_{11} = -\frac{B_1^{(2)}H}{2}\left(\varepsilon_{11}^0 + \nu_{21}^{(2)}\varepsilon_{22}^0\right) + D_1w_{,11} + \tilde{D}w_{,22}, \qquad (7)$$
$$M_{12} = -B_{12}^{(2)}H\varepsilon_{12}^0 + 2D_{12}w_{,12}; \ \ \overrightarrow{1,2},$$

которые следуют из соотношений (3) при использовании зависимостей (1), (2) и введении обозначений

$$H = t_1 + t_2, \ B_1^{(k)} = \frac{E_1^{(k)}t_k}{1-\nu_{12}^{(k)}\nu_{21}^{(k)}}\left(1+\frac{\delta_1^{(k)}}{\pi\omega}\frac{\partial}{\partial\tau}\right),$$
$$B_{12}^{(k)} = G_{12}^{(k)}t_k\left(1+\frac{\delta_{12}^{(k)}}{\pi\omega}\frac{\partial}{\partial\tau}\right), \qquad (8)$$
$$B_1 = B_1^{(1)} + B_1^{(2)}, \ \tilde{B} = B_1^{(1)}\nu_{21}^{(1)} + B_1^{(2)}\nu_{21}^{(2)},$$
$$B_{12} = B_{12}^{(1)} + B_{12}^{(2)}; \ \ \overrightarrow{1,2},$$

$$D_s^{(1)} = \frac{B_s^{(1)} t_1^2}{12}, \quad D_s = D_s^{(1)} + D_s^{(2)}; \; s = 1,2,$$

$$D_s^{(2)} = \frac{B_1^{(2)} t_2^2}{12} æ, \; D_{12}^{(1)} = \frac{B_{12}^{(1)} t_1^2}{12},$$

$$D_{12}^{(2)} = \frac{D_{12}^{(2)} t_2^2}{12} æ, \; \tilde{D} = D_1^{(1)} \nu_{21}^{(1)} + D_1^{(2)} \nu_{21}^{(2)},$$

$$D_{12} = D_{12}^{(1)} + D_{12}^{(2)}, \; æ = 4 + \frac{3t_1^2}{t_2^2} + 6\frac{t_1}{t_2}.$$

В дальнейшем ограничимся исследованием динамических процессов деформирования, которые будут состоять из двух последовательных этапов: на первом этапе, являющимся статическим, в пластине формируется в общем случае неоднородное по координатам x_1, x_2 поле напряжений, эквивалентное усилиям N_{sj}; на втором этапе в окрестности НДС первого этапа реализуется циклический процесс деформирования с формированием в пластине таких изгибных напряжений и деформаций, которые мало влияют на сформированные усилия N_{sj} первого этапа. В силу принятых предположений из условия $T_{sj} = N_{sj}$, справедливых при малых перемещениях, используя соотношения (6), получим зависимости

$$\varepsilon_{11}^0 = \frac{H}{2B_d}\left(G_1 w_{,11} - \tilde{G}_1 w_{,22}\right) + \frac{1}{B_d}\left(B_2 N_{11} - \tilde{B} N_{22}\right); \; \overrightarrow{1,2}, \quad (9)$$

$$2\varepsilon_{12}^0 = \frac{B_{12}^{(2)} H}{B_{12}} w_{,12} + \frac{N_{12}}{B_{12}},$$

где

$$G_1 = B_1^{(2)} B_2 - \nu_{12}^{(2)} B_2^{(2)} \tilde{B},$$
$$\tilde{G}_1 = B_2^{(2)} \tilde{B} - \nu_{21}^{(2)} B_1^{(2)} B_2, \quad (10)$$
$$B_d = B_1 B_2 - \tilde{B}_2.$$

В силу зависимостей (9) соотношения (7) принимают вид

$$M_{11} = d_1 w_{,11} + \tilde{d}_1 w_{,22} + + g_1 N_{11} + \tilde{g}_1 N_{22}; \; \overrightarrow{1,2}, \quad (11)$$
$$M_{12} = 2d_{12} - g_{12} N_{12},$$

где введены обозначения

$$d_1 = D_1 - \frac{B_1^{(2)} H^2}{4B_d}\left(G_1 - \nu_{21}^{(2)} \tilde{G}_2\right),$$

$$\tilde{d}_1 = \tilde{D} + \frac{B_1^{(2)} H^2}{4B_d}\left(\tilde{G}_1 - \nu_{21}^{(2)} G_2\right); \; \overrightarrow{1,2},$$

$$g_1 = -\frac{B_1^{(2)} H^2}{2B_d}\left(B_2 - \nu_{21}^{(2)} \tilde{B}\right),$$
$$\tilde{g}_1 = \frac{B_1^{(2)} H}{2B_d}\left(\tilde{B} - \nu_{21}^{(2)} B_1\right); \; \overrightarrow{1,2}, \quad (12)$$

$$d_{12} = D_{12} - \frac{\left(B_{12}^{(2)} H\right)^2}{4B_{12}}, \; g_{12} = \frac{B_{12}^{(2)} H}{2B_{12}}.$$

При подстановке соотношений (11) в уравнение (5) приходим к разрешающему уравнению движения, выраженному через функцию w, которое в случае $N_{sj} = T_{sj} = const$ запишется в виде

$$d_1 w_{,1111} + \left(\tilde{d}_1 + \tilde{d}_2 + 4d_{12}\right) w_{,1122} + d_2 w_{,2222} + N_{11} w_{,11} + 2N_{12} w_{,12} + N_{22} w_{,22} - p - q\ddot{w} = 0. \quad (13)$$

Граничные и начальные условия для составленного уравнения (13) формулируются в том же виде, что и в классической теории пластин , основанной на гипотезах Кирхгофа-Лява.

Предположим, что пластина имеет прямоугольную форму в плане, с размерами a, b в направлениях осей $x = x_1$, $y = x_2$ и окружена с двух сторон акустическими средами «1» и «2», занимающими ограниченные плоскостью $z = 0$ полупространства V_1 и V_2. На пластину набегает плоская гармоническая волна, характеризующаяся давлением p_* и частотой ω. В результате ее взаимодействия с пластиной в окружающих ее полупространствах V_1 и V_2 возбуждаются акустические волны, являющиеся отраженными и излученными в первой среде и излученными во второй среде. Эти волны относительно потенциалов скоростей Φ_*, Φ_1, Φ_2 описываются волновыми уравнениями, которые запишем в приближении (здесь и в

дальнейшем $k = 1, 2$)

$$\Phi_{*,zz} - c_1^{-2}\ddot{\Phi}_* = 0, \qquad (14)$$

$$\Phi_{k,xx} + \Phi_{k,yy} + \Phi_{k,zz} - c_k^{-2}\ddot{\Phi}_k = 0,$$

где c_k – скорости звука в средах «1» и «2». Через функции Φ_*, Φ_k давления p_*, p_k и компоненты скорости v_z^*, v_z^k в полупространствах V_1, V_2 определяются соотношениями (ρ_k – плотности сред «1» и «2»)

$$\begin{aligned} p_* &= -\rho_1\dot{\Phi}_*, \; v_z^* = \Phi_{*,z}, \\ p_k &= -\rho_k\dot{\Phi}_k, \; v_z^k = \Phi_{k,z}. \end{aligned} \qquad (15)$$

При этом действующая на пластину аэрогидродинамическая нагрузка p будет равна

$$p = \left(p_* + p_1 - p_2\right)\Big|_{z=0}, \qquad (16)$$

а компоненты скорости v_z^*, v_z^k при безотрывном взаимодействии акустических сред с пластиной должны удовлетворять условиям

$$\dot{w} = \left(v_z^1 + v_*^2\right)\Big|_{z=0}, \; \dot{w} = v_z^2\Big|_{z=0}. \qquad (17)$$

Для гармонических волн имеют место представления (i – мнимая единица)

$$\Phi_* = \tilde{\Phi}_* e^{i\omega t}, \; \Phi_k = \tilde{\Phi}_k e^{i\omega\tau}, w = \tilde{w}e^{i\omega\tau}, \qquad (18)$$

а для пластины, имеющей на кромках $x = 0, x = a, y = 0, y = b$ условия шарнирного опирания, решение уравнения (13) будет иметь вид

$$w = \sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N} \tilde{w}_{mn} \sin\lambda_m x \cdot \sin\lambda_n y \cdot e^{i\omega\tau}, \qquad (19)$$

где $\lambda_m = m\pi/a$, $\lambda_n = n\pi/b; m, n = 1, 3, \ldots, M, N.$

В силу (17) решения двух последних уравнений (14) необходимо искать в виде

$$\Phi_k = \sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N} \tilde{\Phi}_k^{mn} \sin\lambda_m x \cdot \sin\lambda_n y \cdot e^{i\omega\tau}. \qquad (20)$$

При учёте представлений (18)–(20) уравнения (14) преобразуются к виду

$$\tilde{\Phi}_{*,zz} + k_1^2\tilde{\Phi}_* = 0, \quad \tilde{\Phi}_{k,zz}^{mn} - \left(\kappa_k^{mn}\right)^2\tilde{\Phi}_k^{mn} = 0, \qquad (21)$$

где $\kappa_k^{mn} = \sqrt{\lambda_m^2 + \lambda_n^2 - k_k^2}$, $k_k = \omega^2/c_k^2$. $\qquad (22)$

Первое уравнение для набегающей волны в силу (18) имеет решение $\tilde{\Phi}_* = A_* e^{-i(k_1 z - \omega\tau)}$, при использовании которого в соответствии с соотношениями (15) приходим к зависимостям

$$\begin{aligned} p_*\big|_{z=0} &= \tilde{p}_*\big|_{z=0} e^{i\omega\tau}, \quad \tilde{p}_*\big|_{z=0} = -i\rho_1\omega A_*, \\ v_z^* &= \tilde{v}_z^*\big|_{z=0} e^{i\omega\tau}, \; \tilde{v}_z^*\big|_{z=0} = -ik_1 A_*, \end{aligned} \qquad (23)$$

где A_* – постоянная интегрирования, величиной которой задаются давление и скорость набегающей волны.

Решения остальных уравнений (21) зависит от знака величин $\left(\kappa_k^{mn}\right)^2$. В случае $\left(\kappa_k^{mn}\right)^2 > 0$ примем их в виде

$$\tilde{\Phi}_1^{mn} = B_1^{mn} e^{\kappa_1^{mn} z}, \quad \tilde{\Phi}_2^{mn} = A_2^{mn} e^{-\kappa_2^{mn} z}, \qquad (24)$$

а при $\left(\kappa_k^{mn}\right)^2 < 0$ – в виде

$$\begin{aligned} \tilde{\Phi}_1^{mn} &= B_1^{mn} e^{i\tilde{\kappa}_1^{mn} z}, \quad \tilde{\Phi}_2^{mn} = A_2^{mn} e^{-i\tilde{\kappa}_2^{mn} z}, \\ \left(\tilde{\kappa}_k^{mn}\right)^2 &= -\left(\kappa_k^{mn}\right)^2, \end{aligned} \qquad (25)$$

где B_1^{mn}, A_2^{mn} – постоянные интегрирования. Примем для постоянной величины A_* разложение в ряд Фурье

$$\begin{aligned} A_* &= \sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N} A_* f_{mn} \sin\lambda_m x \cdot \sin\lambda_n y, \\ f_{mn} &= \frac{16}{\pi^2 mn} \end{aligned} \qquad (26)$$

и составленные решения (24), (25) и соотношения (19), (23) подчиним условиям (17). В результате для определения постоянных

интегрирования получим зависимости

$$B_1^{mn} = \frac{i\omega}{æ_1^{mn}}\left(\frac{f_{mn}}{c_1}A_* + \tilde{w}_{mn}\right),$$
$$A_2^{mn} = -i\frac{\omega}{æ_2^{mn}}\tilde{w}_{mn}. \qquad (27)$$

Здесь и в дальнейшем величины κ_k^{mn} вычисляются по формуле (22), если $\lambda_m^2 + \lambda_n^2 - k_k^2 > 0$, и по формуле

$$\kappa_k^m = i\sqrt{k_k^2 - \lambda_m^2 - \lambda_n^2} \text{ при}$$
$$\lambda_m^2 + \lambda_n^2 - k_k^2 < 0. \qquad (28)$$

При использовании зависимостей (27) для определения p в соответствии с соотношениями (15), (18), (20), (23) – (26) можно получить выражения

$$p = \sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N} \tilde{p}_{mn}\sin\lambda_m x\cdot\sin\lambda_n y\cdot e^{i\omega\tau}, \qquad (29)$$

где

$$\tilde{p}_{mn} = -i\rho_1\omega f_{mn}\left(1 + i\frac{\omega}{c_1\kappa_1^{mn}}\right)A_* + \varphi_{mn}w_{mn},$$
$$\varphi_{mn} = \frac{\rho_1\omega^2}{\kappa_1^{mn}} + \frac{\rho_2\omega^2}{\kappa_2^{mn}}. \qquad (30)$$

В случае $N_{12} = 0$ подстановка соотношений (19) и (29) в уравнение движения (13) приводит к решению

$$\tilde{w}_{mn} = -\frac{R_{mn}}{L_{mn}}A_*, \qquad (31)$$

где

$$R_{mn} = i\rho_1\omega f_{mn}\left(1 + \frac{i\omega}{\kappa_1^{mn}c_1}\right),$$
$$L_{mn} = d_{mn} - \varphi_{mn}, \qquad (32)$$

$$d_{mn} = d_1^*\lambda_m^4 + \left(\tilde{d}_1^* + \tilde{d}_2^* + 4d_{12}^*\right)\lambda_m^2\lambda_n^2 +$$
$$+ d_2^*\lambda_n^4 - N_{11}\lambda_m^2 - N_{22}\lambda_n^2 - q\omega^2, \qquad (33)$$

причём входящие в (33) величины $d_1^*, d_2^*, \tilde{d}_1^*, \tilde{d}_2^*, d_{12}$ вычисляются по формулам (8), (10), (12), в которых $B_s^{(k)}, B_{12}^{(k)}$ заменены на величины

$$B_s^{(k)*} = \frac{E_s^{(k)}t_k}{1-\nu_{12}^{(k)}\nu_{21}^{(k)}}\left(1 + i\frac{\delta_s^{(k)}}{\pi}\right),$$
$$B_{12}^{(k)*} = G_{12}^{(k)}t_k\left(1 + i\frac{\delta_{12}^{(k)}}{\pi}\right). \qquad (34)$$

В соответствии с найденным решением (31) амплитудные значения звуковых давлений в точках граничных плоскостей пластины $z = -t_1/2$ и $z = t_1/2 + t_2$ будут равны

$$\tilde{P}_1 = -i\rho_1\omega\sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N}\left[f_{mn}\left(1 + \frac{i\omega}{c_1\kappa_1^{mn}}\right) - i\frac{\omega R_{mn}}{\kappa_1^{mn}L_{mn}}\right]A_*,$$
$$\tilde{P}_2 = \rho_2\omega\sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N}\frac{R_{mn}}{\kappa_2^{mn}L_{mn}}A_*, \qquad (35)$$

При заданном значении A_* и найденных значениях $\tilde{P}_1, \tilde{P}_2$ звукоизолирующие свойства пластины и уровни звукового давления в полупространствах V_1, V_2 будут характеризоваться параметрами (p_0 – звуковое давление, соответствующее порогу слышимости)

$$R_p^0 = -20\lg\left|\frac{\tilde{P}_2}{\tilde{P}_1}\right|, \quad R_p^- = -20\lg\left|\frac{\tilde{P}_1}{p_0}\right|,$$
$$R_p^+ = -20\lg\left|\frac{\tilde{P}_2}{p_0}\right|, \qquad (36)$$

а амплитудные значения динамических составляющих напряжений, формирующихся в точках граничной плоскости первого слоя пластины от действия набегающей на нее звуковой волны, будут определяться по формулам

$$\sigma_{11}^{(1)}\Big|_{z=-t_1/2} = -\frac{B_1^{(1)*}}{t_1}\sum_{m,n=1,3,\ldots}^{M,N}\left\{\frac{H}{B_d}\left[\left(\tilde{G}_1 - \nu_{21}^{(2)}G_2\right)\lambda_n^2 - \right.\right.$$
$$\left.\left. -\left(G_1 - \nu_{21}^{(1)}\tilde{G}_2\right)\lambda_m^2\right] - \frac{t_1}{2}\left(\lambda_m^2 + \nu_{21}^{(1)}\lambda_n^2\right)\right\}\frac{R_{mn}}{L_{mn}}A_*..., \qquad (37)$$

следующим из соотношений (12) при использовании зависимостей (9) и решения (19), (31).

3 Численные результаты и их анализ

На основе построенного решения для пластины, изготовленной из стеклопластика и имеющей параметры

$a = 0.48$ *м,* $b = 0.56$ *м,* $t_1 = 2$ *мм,*

$E_1^{(1)} = 18$ *ГПа,* $E_2^{(1)} = 14$ *ГПа,* $\nu_{12}^{(1)} = 0,3$ *ГПа,*

$G_{12}^{(1)} = 2,9$ *ГПа,*

$\delta_1^{(1)} = 0,03$, $\delta_2^{(1)} = 0,035$,

$\delta_{12}^{(1)} = 0,03$, $r_1 = 3000$ *кг/м*^{3}

при различных частотах f звуковой волны проведены расчеты по определению параметров звукоизоляции R_p^0, R_p^-, R_p^+, амплитудных значений прогиба w_0 и динамической составляющей внутреннего изгибающего момента M_{11}^{∂}, вычисляемой по формуле

$$M_{11}^{\partial} = \sum_{m,n=1,3,..}^{M,N} \left(d_1 \lambda_m^2 + \tilde{d}_1 \lambda_n^2 \right) \frac{R_{mn}}{L_{mn}} A_* .$$

Результаты расчетов, проведенных для пластины с демпфирующим слоем из резины, имеющей характеристики

$$E_1^{(2)} = E_2^{(2)} = 500 \text{ МПа}, \ \nu_{12}^{(2)} = \nu_{21}^{(2)} = 0,4 ,$$

$$\delta_1^{(2)} = \delta_2^{(2)} = 1,2 , \ \delta_{12}^{(2)} = 0,9 , \ r_2 = 1500 \text{ кг/м}^3$$

на рисунках 1, 3, 5, 7, 9 приведены при толщинах $t_2 = 0; 0,5; 1$ мм, а на рисунках 2, 4, 6, 8, 10 – при толщинах $t_2 = 2; 3; 5$ мм (графики, приведенные на рисунках 3–10 соответствуют $A_* = 1$) Анализируя полученные результаты, можно видеть, что наличие у пластины демпфирующего слоя, имеющего даже немалые значения толщины и ЛДК, в среднем несущественно влияет на параметры звукоизоляции R_p^0 (в пределах 5÷10 дБ). В то же время за счет введения демпфирующего слоя удается многократно снизить значения виброперемещения (рисунки 1, 2) изгибающего момента а, следовательно, и напряжений (рисунки 3, 4).

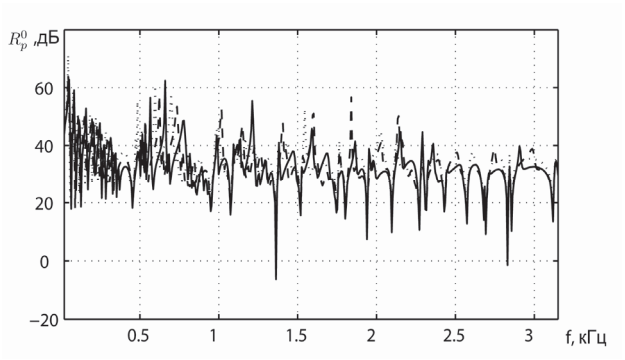


Рисунок 1. Зависимости $R_p^0(f)$:
——— $t_2 = 0$ *мм,* --------- $t_2 = 0,5$ *мм,*
····· $t_2 = 1$ *мм*

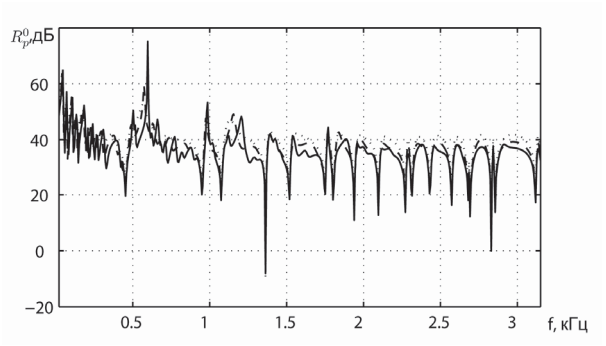


Рисунок 2. Зависимости $R_p^0(f)$:
——— $t_2 = 2$ *мм,* --------- $t_2 = 3$ *мм,*
····· $t_2 = 5$ *мм*

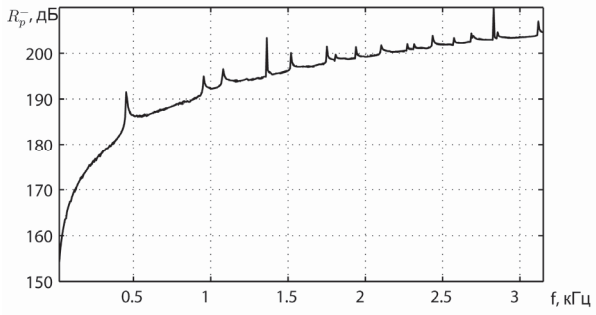


Рисунок 3. Зависимости $R_p^-(f)$:
——— $t_2 = 0$ *мм,* ---------- $t_2 = 0,5$ *мм,*
····· $t_2 = 1$ *мм*

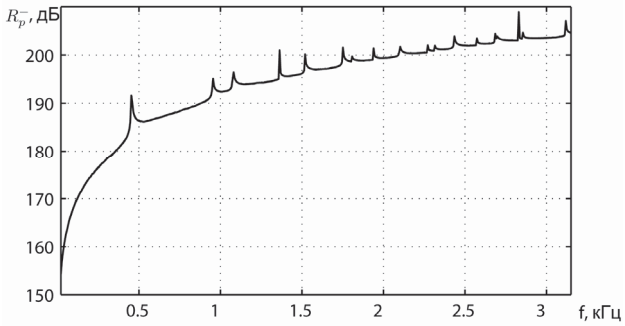


Рисунок 4. Зависимости $R_p^-(f)$:
——— $t_2 = 2$ *мм,* -------- $t_2 = 3$ *мм,*
····· $t_2 = 5$ *мм*

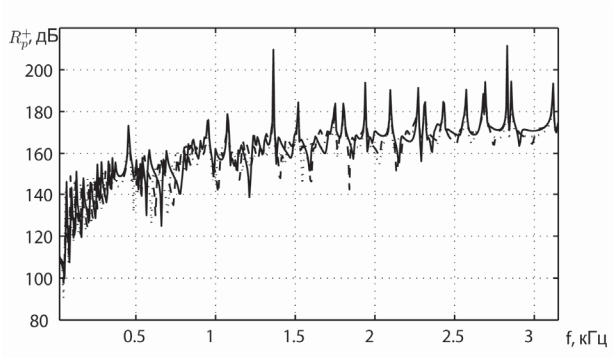


Рисунок 5. Зависимости $R_p^+(f)$:
——— $t_2 = 0$ *мм*, ---------- $t_2 = 0{,}5$ *мм*,
····· $t_2 = 1$ *мм*

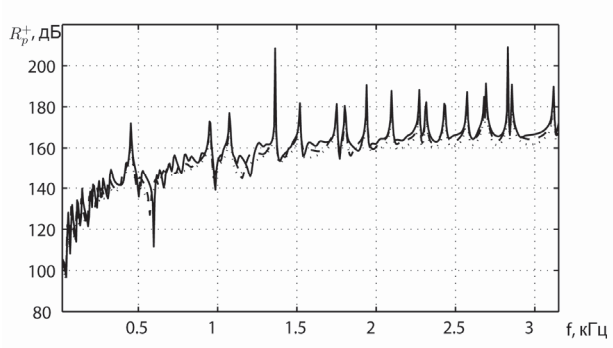


Рисунок 6. Зависимости $R_p^+(f)$:
——— - $t_2 = 2$ *мм*, ---------- $t_2 = 3$ *мм*,
····· - $t_2 = 5$ *мм*

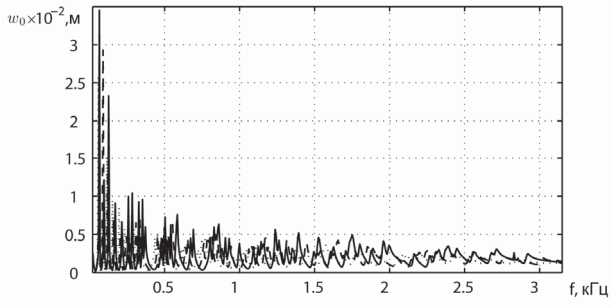


Рисунок 7. Зависимости $w_0(f)$:
——— $t_2 = 0$ *мм*, ---------- $t_2 = 0{,}5$ *мм*,
····· $t_2 = 1$ *мм*

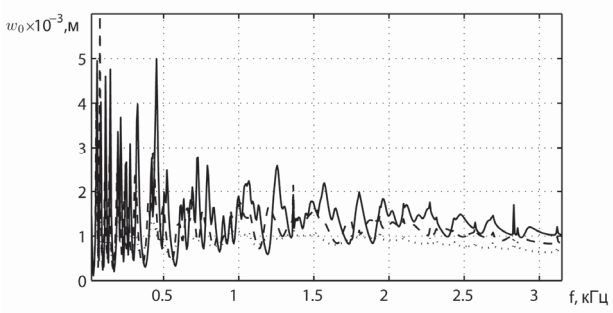


Рисунок 8. Зависимости $w_0(f)$:
——— - $t_2 = 2$ *мм*, ---------- $t_2 = 3$ *мм*,
····· $t_2 = 5$ *мм*

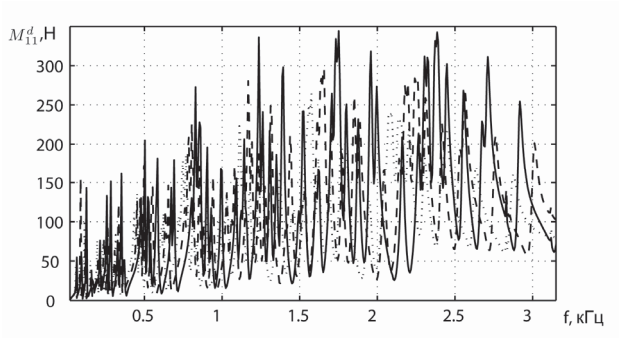


Рисунок 9. Зависимости $M_{11}^d(f)$:
——— - $t_2 = 0$ *мм*, ---------- $t_2 = 0{,}5$ *мм*,
····· - $t_2 = 1$ *мм*

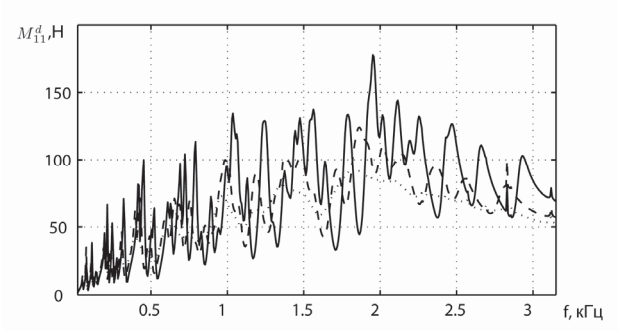


Рисунок 10. Зависимости $M_{11}^d(f)$:
——— $t_2 = 2$ *мм*, ---------- $t_2 = 3$ *мм*,
····· $t_2 = 5$ *мм*

4 Заключение

Исходя из анализа полученных результатов следует сформулировать вывод о том, что функциональные резиноподобные материалы, наклеенные на силовые тонкостенные элементы конструкций в виде второго тонкого слоя и обладающие высокими внутренними демпфирующими свойствами, позволяют значительно снизить амплитудные значения деформаций и перемещений силовых элементов конструкций в резонансных режимах их нагружения, формируя тем самым пониженный уровень излучаемого звукового давления. Использование таких специальных покрытий с большими значениями логарифмического декремента колебаний приводит к многократному снижению уровня формирующихся в элементах конструкций циклических напряжений и, как следствие, к многократному повышению долговечности (ресурса) конструкций.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00667.

Список использованных источников

[1] Мунин А.Г., Самохин В.Ф. (1986) Авиационная акустика. Часть 1: Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов. Москва, Машиностроение, 243 с.

[2] Мунин А.Г., Ефимцов Б.М. и др. (1986) Авиационная акустика. Часть 2: Шум в салонах пассажирских самолетов. Москва, Машиностроение, 261 с.

[3] Григолюк Э.И. (1970) Проблемы взаимодействия оболочек с жидкостью. *Тр. VII Всесоюз. конф. по теории оболочек и пластин*. Москва, Наука, С. 755–778.

[4] Григолюк Э.И., Горшков А.Г. (1974) Нестационарная гидроупругость оболочек. Ленинград, Судостроение, 208 с.

[5] Горшков А.Г. (1980) Взаимодействие ударных волн с деформируемыми преградами. *Итоги науки и техники ВИНИТИ. Механика деформируемого твердого тела*, 13, С. 105–186.

[6] Гузь А.Н., Кубенко В.Д. (1982) Методы расчета оболочек. Том 5. Теория нестационарной аэрогидроупругости оболочек. Киев, Наук. думка, 400 с.

[7] Берсудский В.Е., Крысин В.Н., Лесных С.И. (1975) Технология изготовления сотовых авиационных конструкций. Москва, Машиностроение, 216 с.

[8] Ендогур А.И., Вайнберг М.В., Иерусалимский К.М. (1986) Сотовые конструкции. Выбор параметров и проектирование. Москва, Машиностроение, 200 с.

[9] Пановко Я.Г. (1960) Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. Москва, Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 193 с.

[10] Паймушин В.Н. (2013) О задачах излучения звуковой волны при динамическом процессе деформирования пластин с учётом внешнего и внутреннего демпфирования. *Мат. методи та фіз.-мех. поля* – 56, № 2. С. 72–85

ACOUSTOELASTIC BEHAVIOR OF DOUBLE-LAYER PLATES ACCOUNTING INTERNAL DAMPING OF LAYER MATERIALS

Vitaly N. Paimushin

Kazan National Research
Technical University
named after A.N. Tupolev
10, K.Marx St.,Kazan,
420111, Russia
vpajmushin@mail.ru

In present study examined the coupled problem of planar acoustic wave propagation through the composite plate, which contains in its second layer a damping material possessing large logarithmic decrement. Aerohydrodynamical interaction between plate and external acoustic environment is defined by three-dimensional wave equations, whilst mechanical behavior of double-layered plate is examined with model based on classical Kirchhoff-Love's hypothesis. Exact analytical solutions were given for plates with simply supported edges. On the basis of given solutions, parameters for second layer, which lead substantially damping of plate vibrations are found in the case of acoustic loading at resonant modes.

Key words: *Double-layered plate, acoustoelasticity, internal damping, logarithmic decrement, wave equation, acoustic wave, analytical solution, resonance, vibration damping*

References

[1] Munin A.G., Samokhin V.F. (1986) *Aviatsionnaya akustika. Chast'1: Shum na mestnosti dozvukovykh passazhirskikh samoletov i vertoletov* [Aviation acoustics. Part 1: Noise in the area of subsonic passenger aircraft and helicopters]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 243 p. (in Russian)

[2] Munin A.G., Efimtsov B.M., eds. (1986) *Aviatsionnaya akustika. Chast'2: Shum v salonakh passazhirskikh samoletov* [Aviation acoustics. Part 2: noise in the cabin of passenger aircraft]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 261 p. (in Russian)

[3] Grigolyuk E.I. (1970) *Problemy vzaimodeystviya obolochek s zhidkost'yu* [Problems of interaction between shells and liquid] *Trudy VII Vsesoyuznoy konferencii po teorii obolochek i plastin* [Proc. of 7th All-Union Conference on the Theory of Shells and Plates]. Moscow, Nauka Publ., pp. 755-778 (in Russian)

[4] Grigolyuk E.I., Gorshkov A.G. (1974) *Nestatsionarnaya gidrouprugost' obolochek* [Unsteady hydroelasticity of shells]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 208 p. (in Russian)

[5] Gorshkov A.G. (1980) *Vzaimodeystvie udarnykh voln s deformiruemymi pregradami* [Interaction of shock waves with a deformable barrier]. *Itogi nauki i tekhniki VINITI. Mekhanika deformiruemogo tverdogo tela* [Results in science and technology of VINITI. Mechanics of deformable solids], no. 13, pp. 105-186 (in Russian)

[6] Guz' A.N., Kubenko V.D. (1982) *Metody rascheta obolochek. Tom 5. Teoriya nestatsionarnoy aerogidroupru-*

gosti obolochek [Methods of analysis of shells . Volume 5 . Theory unsteady aerohydroelasticity shells]. Kiev. Nauk. dumka Publ., 400 p. (in Russian)

[7] Bersudskiy V.E., Krysin V.N., Lesnykh S.I. (1975) *Tekhnologiya izgotovleniya sotovykh aviatsionnykh konstruktsiy* [Manufacturing technology of cellular aerostructures]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 216p. (in Russian)

[8] Endogur A.I., Vaynberg M.V., Ierusalimskiy K.M. (1986) *Sotovye konstruktsii. Vybor parametrov i proektirovanie* [Cell structure. Parameters' selection and design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 200p. (in Russian)

[9] Panovko Ya.G. (1960) *Vnutrennee trenie pri kolebaniyakh uprugikh sistem* [Internal friction in the oscillations of elastic systems]. Moscow, Fizmatlit Publ., 193p

[10] Paymushin V.N. (2013) *O zadachakh izlucheniya zvukovoy volny pri dinamicheskom protsesse deformirovaniya plastin s uchetom vneshnego i vnutrennego dempfirovaniya* [Sound wave radiation in the dynamic process of deformation plates with external and internal damping]. *Matematicheskie metodi ta fiziko-mekhanicheskie. polya* [Mathematical methods and physicomechanical fields], vol. 56, no. 2, pp. 72-85

УДК 622

ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ РЕЗЬБОВЫХ ТРУБНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА 1953Т1

В.А. Кирпичёв,
А.В. Иванова,
О.В. Каранаева,
А.В. Чирков,
С.А. Колычев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация, 443086
sopromat@ssau.ru

Наиболее слабыми элементами конструкции, снижающими прочностные характеристики буровых колонн являются резьбовые соединения из высокопрочного алюминиевого сплава 1953Т1, в которых происходят усталостные разрушения. Одним из основных недостатков резьбового соединения, снижающего эксплуатационные характеристики, является концентрация напряжений во впадинах резьбы. Поэтому к материалам бурильных труб и методам повышения эксплуатационных характеристик на практике уделяется повышенное внимание. В исследовании с использованием широкой выборки и статистического анализа разработан и введён условный критерий безопасной работы резьбовой детали из сплава 1953Т1, позволяющий отбраковать трубные заготовки ещё на стадии поставки, что даёт возможность повысить эксплуатационные характеристики бурильных труб.

Ключевые слова: *сплав 1953Т1, усталостные разрушения, условный критерий безопасной работы*

CHANGE OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF AIRCRAFT ENGINE IN PROCESS OF WEAR OF WORKING SURFACES OF BEARINGS

Victor A. Kirpichyov,
Alina V. Ivanova,
Oksana V. Karanaeva,
Alexey V. Chirkov,
Sergey A. Kolychev

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoye shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
sopromat@ssau.ru

The more weak construction elements that decrease the boring columns operating characteristics are threaded joints made of high-strength aluminum alloy 1953T1, where the fatigue destructions take place. One of the main defects of threaded joint leading to the decrease of operating characteristics is stresses concentration in the tread cavities. That's why it pays special attention to boring pipes materials and operating characteristics increase methods. Using statistic analysis the safe working conventional criterion for threaded part made of aluminum alloy 1953T1 has been worked out. The criterion makes it possible to reject pipe pieces on the delivery stage as it gives an opportunity to increase the operating characteristics of boring pipes.

Key words: *Threaded joint; 1953T alloy; fatigue destructions; safe working conventional criterion*

УДК 628.517.2

Н.А. Локтева

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)
Волоколамское шоссе, д. 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3,
Российская Федерация
125993
nlok@rambler.ru

Д.О. Сердюк

ОАО "Машиностроительный завод"
ул. Карла Маркса, 12
МО, г. Электросталь, Россия,
144001
d.serduk55@gmail.com

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ПЛАСТИНЫ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ РАЗНЫХ ТИПОВ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН

Объектом исследования является прямоугольная пластина сложной структуры, состоящая из двух несущих слоев и мягкого ортотропного заполнителя. Рассматривается воздействие на пластину плоской, цилиндрической и сферической волн. Движение пластины описывается системой алгебраических уравнений, учитывающих особенности конструкции и материалов несущих слоев и заполнителя. Для решения поставленной задачи все функции, входящие в систему уравнений представляются в виде тригонометрических рядов. Дифракция на краях пластины не учитывается. Из решения вспомогательной задачи устанавливается связь между кинематическими параметрами и амплитудами давления в набегающей, прошедшей и отраженной волнах. С использованием разложений в ряды задача сводится к решению системы алгебраических уравнений относительно коэффициентов разложений. Затем определяются амплитуды давлений в набегающей волне и в волне, излучаемой преградой. Полученные результаты позволяют найти суммарный показатель звукоизоляции, учитывающий сумму набегающей и отраженной волн, в зависимости от частоты набегающей волны и ее типа.

Ключевые слова: *звукоизоляция, трехслойная пластина, акустическая среда, волновые процессы, показатель звукоизоляции, анизотропный заполнитель, ряды Фурье, интегральные преобразования*

Natalya A. Lokteva

Moscow Aviation Institute (National Research University)
Volokolamskoe Shosse, 4,
Moscow, GSP-3, A-80
125993, Russian Federation,
nlok@rambler.ru

Dmitry O. Serduk

SC "Mashinostroitelny Zavod",
K. Marksa str., 12,
Electrostal, Moscow region,
144001, Russian Federation
d.serduk55@gmail.com

EVALUATION SOUND ABSORPTION COEFFICIENT OF COMPLEX STRUCTURES PLATES UNDER THE INFLUENCE OF DIFFERENT TYPES OF ACOUSTIC WAVES

Object of study is a rectangular plate of complicated structure , consisting of two carrier layers and soft orthotropic aggregate. Examines the impact on the wafer plane, cylindrical and spherical waves. Plate movement described by a system of algebraic equations that take into account the design features and materials bearing layers and filler. To solve this problem all the functions in the system of equations presented in the form of trigonometric series . Diffraction at the edges of the plate is not included. Solutions of the auxiliary problem, we establish a connection between the kinematic parameters and the pressure amplitudes in the incoming , transmitted and reflected waves. Using the series expansions , the problem reduces to solving a system of algebraic equations for the coefficients of expansions . Then determined by the amplitude of the pressure in the incoming wave and wave radiated barrier. The obtained results allow to find soundproofing total figure that takes into account the amount of upwind and reflected waves , depending on the frequency of the incident wave and its type.

key words: *Soundproofing, sandwich plates, acoustic, wave processes, Noise insulation, anisotropic filler, Fourier integral transforms*

УДК 517.9

ПРИМЕНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ К РЕШЕНИЮ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

А.С. Букатый,
В.Э. Костичев,
Е.А. Денискина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Россия,
443086
sopromat@ssau.ru

С.А. Букатый

Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А.Соловьёва,
ул. Пушкина, д.53,
г. Рыбинск, Россия,
152934
bukaty_sa@mail.ru

При анализе различных подходов к решению задач малоцикловой долговечности обоснована необходимость применения в упруго-пластической области динамического моделирования. На примере цилиндрического образца при жёстком нагружении проведено сравнение статического расчёта и динамического метода моделирования перераспределения упругих и пластических деформаций при расчётном прогнозировании сопротивления деталей малоцикловой усталости. Моделирование циклического воздействия на образец выполнено с помощью программы ANSYS/LS-Dyna. Прогнозирование малоцикловой долговечности образца осуществляосьи методом универсальных наклонов на основе уравнения Мэнсона. Сравнение полученных результатов расчёта с известными результатами экспериментальных исследований показывает удовлетворительное совпадение и подтверждает преимущество динамического моделирования упруго-пластических деформаций при прогнозировании малоцикловой усталости ответственных деталей.

***Ключевые слова**: Малоцикловая усталость, динамическое моделирование, упруго-пластические деформации, напряжённо-деформированное состояние, прогнозирование долговечности.*

1 Введение

Оценка надёжности и ресурса деталей авиационных двигателей является важной задачей, решение которой основано на множестве экспериментальных и теоретических исследований. Методики, используемые при расчётном прогнозировании сопротивления усталости, основаны на применении конечно-элементного моделирования, позволяющего значительно повысить точность расчётов упругих и упруго-пластических задач. В авиационном производстве необходимо наиболее точное соответствие моделирования напряжённо-деформированного состояния (НДС) ответственных деталей реальным условиям работы двигателя. При этом моделирование НДС деталей в условиях упругого и упруго-пластического нагружения особенно важно при расчётном прогнозировании сопротивления усталости в малоцикловой области.

Целью работы являлось уточнение расчёта упруго-пластических деформаций на основе динамического моделирования для повышения точности прогнозирования малоцикловой долговечности ответственных деталей.

2 Методы исследования

Реализация разрабатываемого подхода проводилась путём применения конечно-элементного анализа в системе ANSYS и аналитических расчётов. Оценка эффективности подхода производилась путём сравнения результатов расчётов и экспериментов.

Расчёт малоцикловой усталости (МЦУ) N осуществлялся методом универсальных наклонов на основе уравнения Мэнсона [1]:

$$\Delta\varepsilon = \frac{3{,}5\left(\sigma_{\text{дл}} - \sigma_{\text{m}}\right)}{\text{E}(t)} \cdot N^{-0.12} + \left(\ln\frac{1}{1-\Psi(t)}\right)^{0.6} \cdot N^{-0.6}, \quad (1)$$

где t – температура испытаний (20 °C), $\sigma_{\text{дл}}$ – предел длительной прочности при температуре испытаний, σ_{m} – среднее напряжение цикла нагружения, $\text{E}(t)$ и $\Psi(t)$ – модуль упругости и коэффициент относительного сужения при температуре испытаний, $\Delta\varepsilon$ – размах деформаций, который включает интенсивности размахов упругой и пластической $\Delta\varepsilon_{\text{i}}^{e}$ и $\Delta\varepsilon_{\text{i}}^{pl}$ составляющих деформаций в цикле нагружения

$$\Delta\varepsilon = \frac{3}{2(1+\mu)}\Delta\varepsilon_i^e + \Delta\varepsilon_i^{pl}\ , \qquad (2)$$

$$\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3,$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Расчёт размаха деформаций производился в программном пакете ANSYS/LS-DYNA. Традиционный подход, используемый при прогнозировании МЦУ, предполагает создание конечно-элементной модели исследуемой детали, приложение граничных условий, соответствующих нагрузке на первом шаге, и снятие нагрузок на втором шаге. Расчёт, состоящий из двух шагов "нагрузка" и "разгрузка", производится в статике и моделирует один цикл нагружения опытного образца или детали. При этом результаты конечно-элементных расчётов используются в уравнении Мэнсона, на основе которого получают количество циклов до появления трещины в детали или опытном образце. Указанный подход имеет ряд недостатков, среди которых наиболее существенным является неизменность пластических деформаций при разгрузке, что приводит к нулевому размаху пластических деформаций в цикле. Отсутствие учёта накопления и перераспределения упругой и пластической составляющих деформаций в материале влечёт значительное увеличение количества расчётных циклов. Кроме того, необходимо также отметить отсутствие учёта фактора времени.

В основе разработанного авторами подхода лежит динамическое моделирование в системе ANSYS/LS-DYNA перераспределения упругих и пластических деформаций во времени в зависимости от количества циклов нагружения. В данной работе в качестве объекта исследования выбран стандартный цилиндрический образец диаметром 6,25 мм, используемый на ОАО "НПО "Сатурн" для экспериментальных исследований МЦУ. Циклическое нагружение образца моделируется в реальном времени с приложением всех граничных условий, соответствующих условиям нагружения при испытаниях. Динамическое моделирование позволяет учитывать время как фактор при расчёте размаха упругих и пластических деформаций при росте числа циклов нагружения.

3 Теоретические исследования

Конечно-элементная модель образца, разработанная в системе ANSYS/LS-DYNA, показана на рисунке 1.

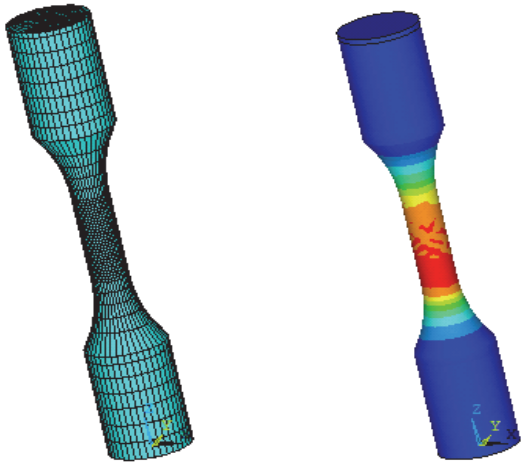


Рисунок 1. Цилиндрический образец

Механические свойства материала модели образца соответствуют средним значениям характеристик титанового деформируемого сплава ВТ3-1.

Образец подвергается циклическому жёсткому нагружению по синусоидальному отнулевому циклу с максимальной относительной деформацией удлинения $\Delta\varepsilon = 0{,}012$. Результаты расчёта изменения среднего напряжения σ_m, интенсивностей размахов упругих и пластических деформаций в зависимости от количества циклов нагружения $n_ц$=1; 10; 20 и 40 приведены в таблице 1. Видно, что по сравнению с обычным статическим расчётом при $\Delta\varepsilon^{pl}= 0$ и даже при учёте пластических деформаций, если приравнять размах пластических деформаций деформациям при нагружении $\Delta\varepsilon^{pl}= \varepsilon^{pl}$, результаты динамического расчёта существенно отличаются как по величине среднего напряжения, так и по величинам интенсивностей размахов деформаций.

Таблица 1. Результаты расчёта среднего напряжения, интенсивностей размахов упругих и пластических деформаций

Тип расчёта		σ_m, МПа	Интенсивности размахов деформаций, $\times 10^{-3}$		
	Условия расчёта		$\Delta\varepsilon$	$\Delta\varepsilon_i^e$	$\Delta\varepsilon_i^{pl}$
Статический Расчёт	$\Delta\varepsilon^{pl}=0$	340,8	8,990	8,091	0
	$\Delta\varepsilon^{pl}=\varepsilon^{pl}$		11,998	8,091	3,007
Динамический расчёт	$n_ц$=1	553,7	9,827	5,406	3,820
	$n_ц$=10	495,3	9,485	4,402	4,594
	$n_ц$=20	475,0	9,689	4,063	5,174
	$n_ц$=40	454,0	9,836	3,774	5,642

Расчёты показывают, что с ростом числа циклов нагружения происходит перераспределение напряжений и деформаций, которые асимптотически приближаются к некоторым конечным значениям. При этом с ростом числа циклов нагружения величина среднего напряжения уменьшается, но остаётся существенно больше определяемого в статике. Доля пластических деформаций также увеличивается при уменьшении упругих деформаций. Поскольку динамические расчёты являются трудоёмкими и требуют большого количества времени, то число расчётных циклов нагружения $n_ц$ следует ограничивать по изменению интенсивностей размаха упругих и пластических деформаций, которые асимптотически стремятся к конечным значениям.

В данной работе проведены расчёты для сорока циклов нагружения. Расчёт МЦУ осуществлялся при следующих механических свойствах материала ВТ3-1: E = 112776 МПа, $\sigma_{дл}$ = 1080 МПа, Ψ = 35 % и μ = 0,35. Статический расчёт также осуществлялся для двух вариантов: при $\Delta\varepsilon^{pl}=0$ и $\Delta\varepsilon^{pl}=\varepsilon^{pl}$. Долговечность на основе динамического расчёта определялась при циклах нагружения $n_ц$=1; 10; 20 и 40. Результаты расчёта МЦУ приведены в таблице 2. Видно, что результаты статического расчёта в обоих указанных вариантах значительно отличаются не только от результатов динамического расчёта, но и от результатов экспериментальных исследований.

Таблица 2. Результаты расчётов и экспериментов

Тип расчёта		Количество циклов до разрушения N
Статический расчёт	при $\Delta\varepsilon^{pl}=0$	15913
	при $\Delta\varepsilon^{pl}=\varepsilon^{pl}$	4823
Динамический расчёт	$n_ц$=1	4485
	$n_ц$=10	6350
	$n_ц$=20	6392
	$n_ц$=40	6584
Эксперимент	$N_{ср}$	6415

4 Экспериментальные исследования

Как было указано выше, для оценки точности результатов динамического расчёта МЦУ использовались результаты экспериментальных исследований шести образцов из сплава ВТ3-1, проведённых на ОАО "НПО "Сатурн". Образцы подвергались жёсткому циклическому нагружению по отнулевому циклу с размахом деформаций $\Delta\varepsilon = 0{,}012$ еод. Среднее значение малоцикловой долговечности $N_{ср}$ = 6415 циклов также приведено в таблице 2.

Сравнение расчётных значений долговечности с величиной $N_{ср}$ показывает, что применение моделирования в статике по сравнению с $N_{ср}$ приводит к ошибкам 148 % и 24,8 %, соответственно, в большую и в меньшую стороны. Предложенный динамический подход позволяет уменьшить ошибку до 2,6 %.

5 Заключение

Анализ полученных результатов расчёта и экспериментальных исследований показал эффективность применения динамического моделирования к решению задач циклического нагружения деталей в упругопластической области. Разработанный подход позволил значительно повысить точность расчётного прогнозирования сопротивления усталости в малоцикловой области. Учёт фактора времени и возможность

моделирования граничных условий во времени позволяет в рамках модели точнее учесть условия и режимы работы деталей в реальных условиях.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства Образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы

Список использованных источников

[1] Демьянушко И.В. Расчёт на прочность вращающихся дисков [Текст] / И.В. Демьянушко, И.А. Биргер – М.: Машиностроение, –1978. – 247 с.

APPLICATION OF DYNAMIC MODELING FOR ELASTO-PLASTIC PROBLEMS SOLUTION

Aleksey S. Bukatyi,
Vladislav E. Kostichev,
Ekaterina A. Deniskina

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia
sopromat@ssau.ru

Stanislav A. Bukatyi

Rybinsk State Aviation Technical University
53, Pushkina street, Rybinsk 152934, Russia
bukaty_sa@mail.ru

The necessity of the dynamic modeling application in elastic-plastic-region in the analysis of different approaches to solving problems of low-cycle durability has been shown. The comparison of static analysis and dynamic modeling method of elastic and plastic strains redistribution at the predicting of low-cycle fatigue resistance of parts has been carried out on the example of a cylindrical specimen under the hard loading. The modeling of cyclic impact on specimen has been performed using the ANSYS software/LS-Dyna. The prediction of the low cycle durability of the specimen has been carried out by the method of universal tilt on the basis of the Manson equation. The comparison of the calculated results and the results of experimental research has been shown the satisfactory coincidence and has been proven the advantage of the elastic-plastic deformations dynamic simulation in the case of low cycle fatigue of critical parts prediction.

Key words: *Low-cycle fatigue, dynamic modeling, elastic-plastic deformation, stress-strain state, the prediction of durability.*

References

[1] Demyanushko I.V., Birger I.A. Strength calculation of rotating discs. *Machine Engineering,* 1978, 247 p.

УДК 629.7.036

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ С КОНЦЕНТРАТОРАМИ НАПРЯЖЕНИЙ

В.Ф. Павлов,
А.С. Букатый,
А.П. Филатов,
С.А. Михалкина,
В.В. Сазанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Россия,
443086
sopromat@ssau.ru

Изучена возможность прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов из Ст. 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля по двум критериям: остаточным напряжениям на поверхности надреза и среднеинтегральным остаточным напряжениям по толщине поверхностного слоя опасного сечения образцов, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. На основании проведённых экспериментов установлено, что для оценки влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с концентраторами напряжений наиболее оправдано использование критерия среднеинтергральных остаточных напряжений. Кроме того, экспериментально подтверждена установленная ранее зависимость критической глубины нераспространяющейся трещины усталости от размера опасного сечения детали.

***Ключевые слова**: Поверхностное упрочнение, деталь с концентратором, предел выносливости, остаточные напряжения, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений*

1 Введение

После поверхностного пластического деформирования (ППД) в поверхностном слое деталей изменяется структура, возникают наклёп и сжимающие остаточные напряжения. Известно [1], что основную роль в повышении сопротивления усталости упрочнённых деталей с концентраторами играют сжимающие остаточные напряжения. Для оценки влияния остаточных напряжений на предел выносливости таких деталей применяются два критерия. Первым критерием, использованным в работах [1-4], являются остаточные напряжения на поверхности концентратора. Зависимость для определения предела выносливости в этом случае имеет вид

$$P_R = P_R^0 - \psi_P \cdot \sigma_z^{пов}, \qquad (1)$$

где $P_R^0\left(\sigma_R^0, \tau_R^0\right)$ – предел выносливости неупрочнённой детали, $\psi_P\left(\psi_\sigma, \psi_\tau\right)$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\sigma_z^{пов}$, $\sigma_z^{пов}$ – осевые (меридиональные) остаточные напряжения на поверхности концентратора в опасном сечении детали. Другие компоненты остаточного напряжённого состояния в соответствии с теорией наибольших касательных напряжений не участвуют, так как радиальные напряжения на поверхности концентратора $\sigma_\rho = 0$, а окружные σ_θ являются промежуточными главными напряжениями [5].

Обычно зависимость (1) записывается для приращения $\Delta P_R\left(\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R\right)$ предела выносливости

$$\Delta P_R = \psi_P \cdot \left|\sigma_z^{пов}\right|. \qquad (2)$$

На практике, при упрочнении деталей ППД, часто наблюдается подповерхностный максимум сжимающих остаточных напряжений, то есть к поверхности деталей напряжения уменьшаются. Этот спад бывает весьма существенным, иногда остаточные напряжения снижаются к поверхности до нуля и даже становятся растягивающими [6], однако увеличение предела выносливости наблюдается и в этих случаях. Так, например, авторами исследования [7] определялись остаточные напряжения и сопротивление усталости азотированных и упрочнённых роликом стальных цилиндрических образцов. После нагрева и выдержки этих образцов при температурах 150 °С и 200 °С наблюдалось снижение сжимающих остаточных напряжений на поверхности и их

увеличение на некотором расстоянии от неё, в результате чего повышался предел выносливости.

Всё изложенное выше говорит о том, что критерий оценки влияния на предел выносливости поверхностного упрочнения деталей с концентраторами по остаточным напряжениям должен базироваться на учёте остаточных напряжений не только на поверхности, но и по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали.

При достаточно больших переменных напряжениях, близких к пределу выносливости, в упрочнённых деталях с концентраторами всегда возникают нераспространяющиеся усталостные трещины [3, 8, 9]. В связи с этой особенностью сопротивления усталости в исследовании [10] было предложено принять за критерий остаточные напряжения на дне нераспространяющейся трещины, в качестве которых рассматриваются дополнительные остаточные напряжения, возникающие за счёт перераспределения остаточных усилий упрочнённой детали в результате образования трещины. При этом исходные остаточные напряжения детали на дне трещины не учитываются в силу их малости по сравнению с дополнительными.

Для определения второго критерия в работе [10] использовалось решение задачи [11] о дополнительных остаточных напряжениях в наименьшем сечении поверхностно упрочнённой детали после нанесения на неё надреза полуэллиптического профиля. Выделив основную часть решения [11], был получен второй критерий $\overline{\sigma}_{ост}$ влияния остаточных напряжений на предел выносливости упрочнённой детали в виде

$$\overline{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi , \qquad (3)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали, $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$ (рисунок 1), $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали (образца) на пределе выносливости.

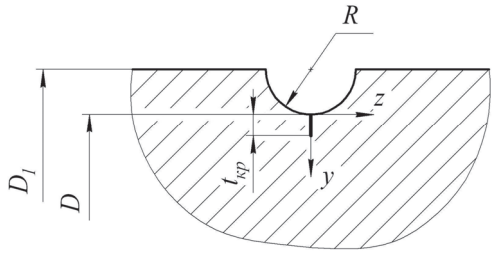


Рисунок 1. Нераспространяющаяся трещина усталости

Критерий $\overline{\sigma}_{ост}$ имеет чётко выраженный физический смысл – это остаточное напряжение на дне трещины с точностью до постоянного коэффициента, зависящего от радиуса у дна трещины и её глубины. Приращение предела выносливости $\Delta P_R(\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R)$ упрочнённой детали с концентратором напряжений при использовании критерия $\overline{\sigma}_{ост}$ определяется по следующей формуле:

$$\Delta P_R = \overline{\psi}_P \cdot \left|\overline{\sigma}_{ост}\right| , \qquad (4)$$

где $\overline{\psi}_P(\overline{\psi}_\sigma, \overline{\psi}_\tau)$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\overline{\sigma}_{ост}$. В дальнейшем критерий $\overline{\sigma}_{ост}$ будем называть критерием среднеинтегральных остаточных напряжений.

В работе [12] для упрочнённых различными методами ППД деталей (образцов) из различных материалов с различными концентраторами напряжений при растяжении-сжатии, изгибе и кручении было экспериментально установлено, что критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости зависит только от размеров опасного поперечного сечения и для цилиндрической детали определяется соотношением

$$t_{кр} = 0{,}0216D , \qquad (5)$$

где D – диаметр опасного сечения детали (см. рисунок 1).

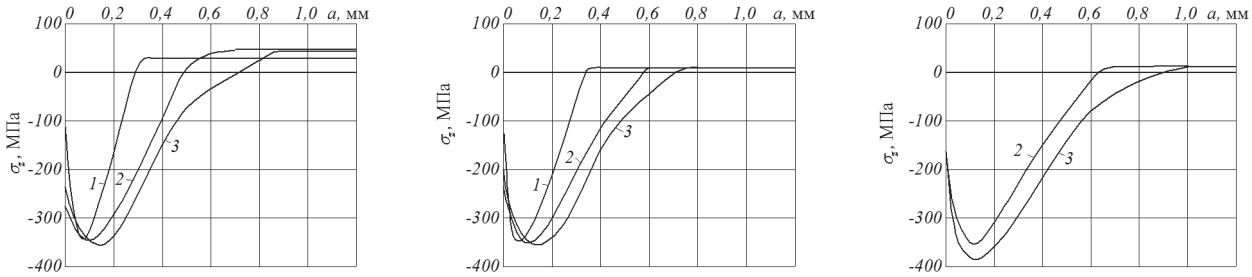
2 Экспериментальные исследования

Для проверки возможности использования обоих критериев при оценке влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости при изгибе в случае симметрич-

ного цикла были проведены эксперименты на сплошных цилиндрических упрочнённых и неупрочнённых образцах различного диаметра из стали 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля. Исследуемая сталь 20 имела следующие механические характеристики: σ_T = 395 МПа, $\sigma_в$ = 522 МПа, δ = 26,1 %, ψ = 65,9 %, S_k = 1416 МПа.

Гладкие образцы диаметрами D_1 = 10 мм и D_1 =25мм подвергались пневмодробеструйной обработке (ПДО), а также обкатке роликом при усилиях P = 0,5 кН (ОР1) и P = 1,0 кН (ОР2). Гладкие образцы диаметром D_1 = 50 мм подвергались обкатке роликом при усилиях P = 0,5 кН (ОР1) и P = 1,0 кН (ОР2). Затем на все упрочнённые и неупрочнённые гладкие образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиуса R = 0,3 мм.

Остаточные напряжения в гладких цилиндрических образцах диаметром D_1 = 10 мм определялись экспериментально методом колец и полосок [13], а также методом удаления части цилиндрической поверхности [14]. Остаточные напряжения в гладких цилиндрических образцах диаметрами D_1 = 25 мм и D_1 = 50 мм определялись методом колец и полосок [13]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a гладких образцов представлено на рисунке 2.



а *б* *в*

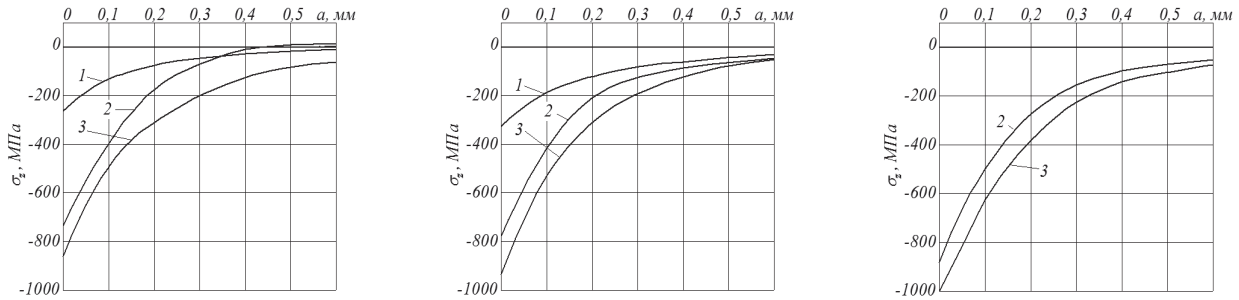
Рисунок 2. Остаточные напряжения σ_z в упрочнённых гладких образцах диаметром 10 мм (*а*), 25 мм (*б*) и 50 мм (*в*) после: *1* – ПДО; *2* – ОР1; *3* – ОР2

Из данных рисунка 2 можно видеть, что сжимающие остаточные напряжения и глубина их залегания при одной и той же упрочняющей обработке с увеличением диаметра образца возрастают. Эта закономерность объясняется повышением жёсткости образцов с увеличением размеров их поперечного сечения. Аналогичные закономерности в распределении остаточных напряжений после гидродробеструйной обработки образцов из стали 45 и сплава Д16Т были установлены в работе [12] при изменении диаметра образцов D_1 от 10 мм до 50 мм.

Остаточные напряжения в образцах с надрезами определялись расчётным путём – суммированием дополнительных остаточных напряжений за счёт перераспределения остаточных усилий после опережающего поверхностного пластического деформирования и остаточных напряжений гладких образцов. При этом дополнительные остаточные напряжения вычислялись как аналитическим [11], так и численным методами. Следует отметить, что результаты определения дополнительных остаточных напряжений двумя методами имели хорошее совпадение.

Распределения осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a в наименьшем сечении образцов с надрезами R = 0,3 мм приведены на рисунке 3, а значения остаточных напряжений на поверхности дна надрезов $\sigma_z^{пов}$ представлены в таблице 1.

Обращает на себя внимание значительная величина сжимающих остаточных напряжений, достигающих на дне надреза -1004 МПа (D_1 = 50 мм), что существенно выше не только предела текучести, но и предела прочности исследуемой стали 20. В работе [15] показано, что остаточные напряжения в упрочнённом (наклёпанном) слое могут превышать сопротивление разрыву S_k материала детали (образца) на 15%. В данном случае этот предел не превышен, так как S_k = 1416 МПа.



а *б* *в*

Рисунок 3. Остаточные напряжения σ_z в упрочнённых образцах диаметром 10 мм (*а*),25 мм (*б*) и 50 мм (*в*) с надрезами R = 0,3 мм после: *1* – ПДО; *2* – ОР1; *3* – ОР2

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла неупрочнённых и упрочнённых образцов диаметром D_1 = 10 мм в гладкой части проводились на машине МУИ-6000, диаметром D_1 = 25 мм – на машине УММ-01, диаметром D_1 = 50 мм – на машине УМП-02 [16]; база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Результаты определения предела выносливости σ_{-1} представлены в таблице 1. Упрочнённые образцы, выстоявшие базу испытаний при напряжениях, равных пределу выносливости, доводились до разрушения при бóльших напряжениях. На изломах этих образцов были обнаружены не распространяющиеся трещины усталости, глубина $t_{кр}$ которых соответствовала зависимости (5) и приведена в таблице 1.

Из представленных в таблице 1 данных видно, что опережающее поверхностное пластическое деформирование образцов с надрезами пневмодробеструйной обработкой и обкаткой роликом приводит к существенному повышению предела выносливости. Наиболее эффективна для исследованных образцов обкатка роликом, причём с увеличением усилия обкатки с $P = 0{,}5$ кН до $P = 1{,}0$ кН предел выносливости возрастает. Наблюдаемое явление объясняется бóльшей глубиной залегания сжимающих остаточных напряжений в гладких упрочнённых образцах при увеличении усилия обкатки (рисунок 2), результатом чего явилось повышение остаточных напряжений в наименьшем сечении образцов с надрезами.

Таблица 1. Результаты испытаний образцов на усталость и определения остаточных напряжений

D_1, мм	Неупр. образцы σ_{-1}, МПа	Упрочнённые образцы						
		обработка	σ_{-1}, МПа	$\sigma_z^{пов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\overline{\sigma}_{ост}$, МПа	$\overline{\psi}_\sigma$
10	110	ПДО	155	-263	0,171	0,203	-126	0,357
		ОР1	230	-732	0,164	0,195	-337	0,356
		ОР2	267,5	-861	0,183	0,205	-454	0,347
25	120	ПДО	137,5	-343	0,087	0,540	-87	0,345
		ОР1	165	-787	0,073	0,510	-171	0,336
		ОР2	175	-908	0,074	0,520	-202	0,334
50	87,5	ОР1	117,5	-898	0,033	1,04	-94	0,322
		ОР2	130	-1004	0,042	1,11	-128	0,332

3 Расчётные исследования

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов по первому критерию $\sigma_z^{пов}$ – остаточным напряжениям на поверхности надреза – приводит к значительному рассеянию коэффициента ψ_σ. Этот коэффициент в проведённом исследовании изменяется в широких пределах: от 0,033 до 0,183 (см. таблицу 1), то есть

изменяется в 5,5 раз, что неприемлемо для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения по второму критерию $\overline{\sigma}_{ост}$ – среднеинтегральным остаточным напряжениям – приводит к существенно ме́ньшему рассеянию соответствующего коэффициента $\overline{\psi}_{\sigma}$. Коэффициент $\overline{\psi}_{\sigma}$ в проведённом исследовании изменяется от 0,332 до 0,357, составляя в среднем 0,341, и незначительно отличается от значения $\overline{\psi}_{\sigma}$ = 0,36, установленного в работе [12] для упрочнённых образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений.

Таким образом, проведённое исследование показало, что для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов с концентраторами напряжений из Ст. 20 наиболее оправдано использование критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$. Для определения приращения предела выносливости таких образцов при изгибе следует воспользоваться формулой (4). Критерий $\overline{\sigma}_{ост}$ при этом вычисляется по зависимости (3) по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости и определяемой формулой (5). Коэффициент $\overline{\psi}_{\sigma}$ влияния упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$ для упрочнённых деталей и образцов с надрезами можно принять равным 0,36.

4 Заключение

1. Проведённое исследование показало, что для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых цилиндрических образцов из стали 20 различного диаметра (10 – 50 мм) с надрезами наиболее оправдано использование критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\overline{\sigma}_{ост}$.

2. Для прогнозирования предела выносливости упрочнённых образцов из стали 20 с надрезами использование в качестве критерия остаточных напряжений на поверхности концентратора $\sigma_z^{пов}$ не представляется возможным, так как соответствующий коэффициент, учитывающий влияние этого критерия на предел выносливости, имеет существенное рассеяние.

3. Для исследованной стали 20 экспериментально подтверждена установленная ранее зависимость (5) критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости от размеров опасного поперечного сечения образца (детали).

Список использованных источников

1. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности, 1976. – №5. – С. 25-27.

2. Кравченко, Б.А. Обработка и выносливость высокопрочных материалов [Текст] / Б.А. Кравченко, К.Ф. Митряев – Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. – 131 с.

3. Серенсен, С.В. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости [Текст] / С.В. Серенсен, С.П. Борисов, Н.А. Бородин // Проблемы прочности, 1969. – №2. – С. 3-7.

4. Туровский, М.Л., Концентрация напряжений в поверхностном слое цементированной стали [Текст] / М.Л. Туровский, Н.М. Шифрин // Вестник машиностроения, 1970. – №11. – С. 37-40.

5. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость ненаклёпанного материала [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Вопросы прикладной механики в авиационной технике. – Куйбышев: КуАИ, 1973. – Вып. 66. – С. 70-73.

6. Школьник, Л.М. Повышение прочности шестерён дробеструйным наклёпом [Текст] / Л.М. Школьник, В.П. Девяткин // Вестник машиностроения, 1950. – №12. – С. 7-12.

7. Туровский, М.Л. Упрочняющая обкатка роликами азотированных стальных деталей [Текст] / М.Л. Туровский, Р.А. Новик // Вестник машиностроения, 1970. – №1. – С. 39-42.

8. Кудрявцев, П.И**.** Нераспространяющиеся усталостные трещины [Текст] / П. И. Кудрявцев – М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.

9. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность [Текст] / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

10. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение, 1986. – №8. – С. 29-32.

11. Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И.

Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып.1. – С. 88-95.

12. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

13. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.

14. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности [Текст] / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 48. – С. 179-183.

15. Радченко, В.П. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей [Текст] / В.П. Радченко, В.Ф. Павлов // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 354-357.

16. Филатов, Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость [Текст] / Э.Я. Филатов, В.Э. Павловский – Киев: Наукова Думка, 1985. – 92 с.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы

SURFACE HARDENED PARTS WITH STRESS CONCENTRATORS ENDURANCE LIMIT PREDICTION

Valentin F. Pavlov,
Alexey S. Bukaty
Anatoly P. Filatov
Svetlana A. Mikhalkina
Vasily V. Sazanov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia
sopromat@ssau.ru.

The possibility of surface hardened specimens made of steel 20 with semicircular cuts endurance limit prediction has been examined using two criterions namely residual stresses on the cut surface and average integral residual stresses through the specimen dangerous section surface layer thickness, equal the fatigue non-propagating crack critical depth. On base of carried out experiments it's been established that the employment of the average integral residual stresses criterion is more acceptable for the evaluation of surface hardening influence on the endurance limit prediction of parts with stress concentrators. Moreover it's been experimentally proved correct the dependence of non-propagating fatigue crack depth on the part dangerous section size.

Key words: *Surface hardening; part with a concentrator; endurance limit; residual stresses; average integral residual stresses criterion*

References

[1] Ivanov S.I., Pavlov V.F. Residual stresses and peening influence on the fatigue strength. *Problems of strength,* 1976, no.5, pp. 25-27 (in Russian).

[2] Kravchenko B.A., Mitryaev K.F Machining and endurance of high-strength materials. *Kuibyshev Publishing House*, 1968. 131 p. (in Russian).

[3] Serensen S.V., Borisov S.P., Borodin N.A. On the surface hardened specimens' fatigue resistance evaluation taking into account residual stress kinetics. *Problems of strength,* 1969, no.2, pp.3-7 (in Russian).

[4] Turovsky M.L., Shifrin N. M. Stress concentration in the surface layer of cemented steel. *Mechanical Engineering Bulletin,* 1970, no.11, pp.37-40. (in Russian).

[5] Ivanov S.I., Pavlov V.F. The influence of residual stresses on the endurance of non- hardened material. *Problems of applied mechanics in aircraft engineering,* 1973, pp. 70-73 (in Russian).

[6] Shkolnik L.M., Devyatkin V.P. The increase of gear wheels strength by shot peening. *Mechanical Engineering Bulletin,* 1950, no. 12, pp. 7-12 (in Russian).

[7] Turovsky M.L., Novik R.A., Roller hardening of nitrogenized steel parts. *Mechanical Engineering Bulletin*, 1970, no.1, pp. 39-42 (in Russian).

[8] Kudryavtsev P.I. Non-propagating fatigue cracks. *Mechanical Engineering*, 1982. 171 p. (in Russian).

[9] Serensen S.V., Kogaev V.P., Shenderovich P.M. Carrying capacity and strength analysis of machine elements. *Mechanical Engineering*, 1975. 488 p.

[10] Pavlov V.F. On the connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions. *Universities News. Mechanical Engineering,* 1986, no. 8, pp. 29-32 (in Russian).

[11] Ivanov S.I., Shatunov M.P., Pavlov V.F. The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1974, no. 1, pp. 88-95 (in Russian).

[12] Pavlov V.F., Kirpichyov V.A, Vakulyuk V.S. Surface hardened parts fatigue resistance prediction by residual stresses. *Publishing House of Samara Science Center, Russian Academy of Sciences*, 2012. 125 p. (in Russian).

[13] Ivanov S.I. On residual stresses determining in a cylinder by rings-and-stripes method. *Residual stresses*, 1971, no. 53, pp. 32-42 (in Russian).

[14] Ivanov S.I, Grigorieva I.V. On residual stresses determining in a cylinder by removing part of the surface. *Problems of aircraft constructions elements strength*, 1971, no. 48, pp. 179-183 (in Russian).

[15] Radchenko V.P., Pavlov V.F. The maximum value of compressive residual stresses under parts surface hardening. *Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements",* 2011, pp. 354-357 (in Russian).

[16] Filatov E.Ya., Pavlovsky V.E. Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures. *Naukova Dumka*, 1985. 92 p. (in Russian).

УДК 621.753

ПРОЧНОСТЬ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Н.А. Натальина,
Т.Б. Миронова,
В.А. Панова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
mirtb@rambler.ru

В работе приведен прочностной расчет регулируемого однокаскадного гасителя колебаний давления с помощью разработанной конечно-элементной модели.

***Ключевые слова**: Гаситель колебаний; рабочая жидкость; динамическое нагружение; виброакустические характеристики; прочность*

1 Введение

На начальном этапе применение гасителей колебаний рабочей жидкости было направлено на снижение амплитуд пульсаций давления в трубопроводных системах [1-3]. Были созданы разнообразные конструкции, обеспечивающие эффективное уменьшение колебаний рабочей жидкости. Это позволило во многих случаях существенно увеличить функциональную и параметрическую надежность гидромеханических систем различных технических объектов. При проектировании и конструировании гасителей колебаний большое внимание уделяется расчету их виброакустических характеристик, а вопросы их прочности практически не рассматриваются. Однако они весьма актуальны, особенно при решении задач минимизации массы этих устройств. Проведенный авторами анализ показывает, что в конструкции гасителей вопросы прочности встают в первую очередь для следующих элементов [4]:

1) корпус расширительной камеры;
2) фланцы корпуса;
3) разделительная перегородка между камерами (в случае многозвенных схем);
4) центральный инерционный канал;
5) штуцера.

Моделирование прочностных характеристик корпуса расширительной камеры гасителя можно вести на основе как аналитических, так и численных методов анализа [5-6].

Аналитические соотношения позволяют анализировать прочностные характеристики корпусов расширительных камер простой геометрической формы (цилиндр, сфера). В случае более сложных геометрических форм корпусов (чечевицеобразная, грушевидная и т.д.) аналитические соотношения становятся чрезмерно громоздкими. Здесь целесообразно применение численных методов анализа. При численном моделировании одновременно решаются вопросы анализа прочностных характеристик как корпуса расширительной камеры, так и фланцев гасителя колебаний. Наличие аналитических соотношений для расчета корпусов цилиндрической и сферической формы не исключает также и возможности их расчета численными методами.

Развитие вычислительной техники, методов численного моделирования и использование специальных конечно-элементных пакетов (например Ansys) позволяет проводить прочностные расчеты гасителей колебаний давления со значительно меньшими временными затратами при построении моделей и затратами машинного времени при их расчете.

В работе приведен прочностной расчет регулируемого гасителя колебаний с помощью разработанной конечно-элементной модели.

Регулируемый гаситель колебаний имеет преимущества по сравнению с нерегулируемым. Возможность регулирования многих параметров позволяет "на месте" настраивать его на максимальное снижение виброакустических нагрузок и получать различные нагрузки изменением значений регулируемых параметров.

Гаситель колебаний имеет следующие регулируемые параметры:

- длина проточного канала и емкость рас-

ширительной полости;
- активное сопротивление жиклеров на входе;
- индуктивное сопротивление резонансных трубок на входе;
- активное сопротивление жиклеров на выходе.

Целью прочностного анализа является определение толщины стенки корпуса расширительной камеры. Эта стенка подвержена действию как статического, так и динамического нагружения внутренним давлением и его пульсациями. При этом при расчетах с достаточно малой погрешностью можно принять, что статическое давление в расширительной камере равно давлению на входе в гаситель.

Корпус расширительной камеры гасителя имеет цилиндрическую форму поэтому пульсациями давления рабочей жидкости в расширительной полости на всех режимах работы системы можно пренебречь и толщину стенки рассчитываем из условий статистической прочности [7].

2 Модель исследования

Расчет на прочность гасителя колебаний давления производился в ANSYS Workbench. Исходными данными являются геометрические характеристики сборки гасителя колебаний давления и давление на внутреннюю полость гасителя в 2МПа и 1МПа.

Конструктивная схема однокаскадного регулируемого гасителя колебаний приведена на рисунке 2. Структурная схема КУ изображена на рисунке 1.

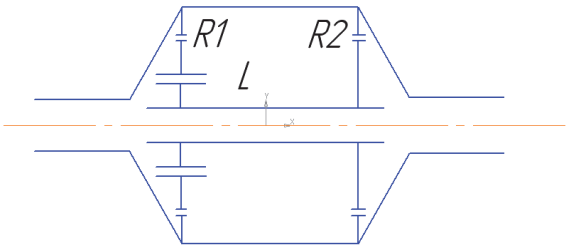


Рисунок 1. Принципиальная схема регулируемого однокаскадного гасителя колебаний

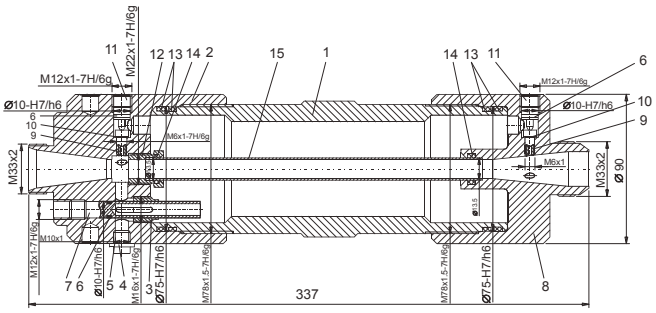


Рисунок 2. Регулируемый гаситель колебаний:
1 – корпус; 2 – передняя крышка; 3 – втулка; 4 – шайба; 5 – винт; 6, 13, 14 – уплотнительные кольца; 7 – винт-трубка; 8 – задняя крышка; 9 – винт-жиклер; 10 – шайба; 11 – упор; 12 – державка; 15 – проточная трубка

3 Последовательность выполнения расчетов:

1. На первом этапе было проведено импортирование исходной геометрической модели из программы Компас в модуль DesignModeller (Ansys) для редактирования параметров гасителя.

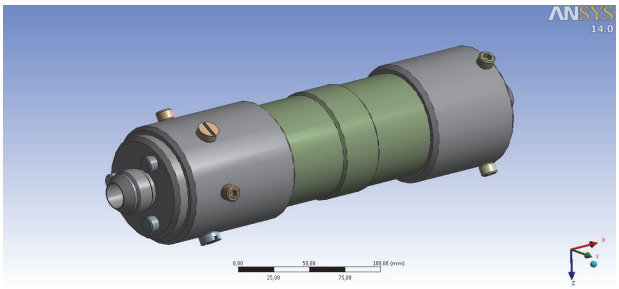


Рисунок 3. Вид окна модуля DesignModeller после импортирования геометрии

2. Упрощение геометрии.

Поскольку конструкция и нагрузка симметричны относительно двух взаимноперпендикулярных плоскостей, то в целях уменьшения количества конечных элементов и для увеличения скорости расчет проводится для половины конструкции. На рисунке 4 показан вид после использования инструментария модуля DesignModeller для осуществления описанных выше операций:

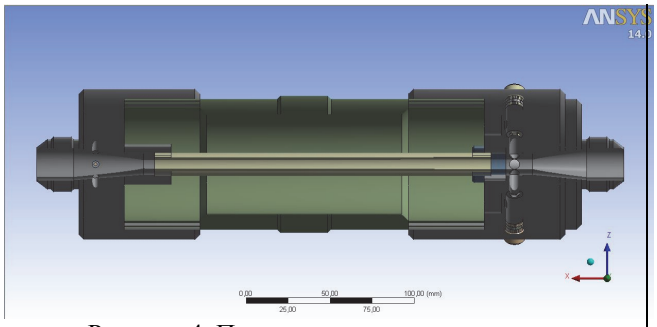


Рисунок 4. Подготовленная для расчёта геометрическая модель сборки

3. Передача геометрической модели из модуля DesignModeller в модуль ANSYS Mechanical

4. Построение сетки конечных элементов.

Построением сетки конечных элементов в программе Ansys задавалось автоматически. На рисунке 5 представлено разбиение гасителя колебаний нерегулярной сеткой конечных элементов.

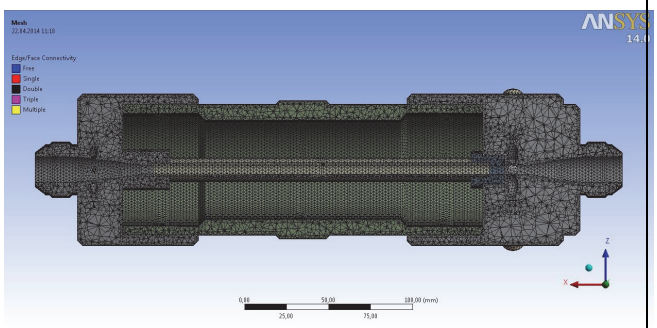


Рисунок 5. Расчётная конечно-элементная сетка сборки

Details of "Mesh"

Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	1,42690 mm
Inflation	
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Advanced	
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default
Statistics	
Nodes	169345
Elements	98212
Mesh Metric	None

Рисунок 6. Параметры конечно-элементной сетки

После процедуры разбиения сеткой была получена модель состоящая из 98212 элементов.

4. Задание граничных условий и нагрузок

Перемещения корпуса гасителя были ограничены заданием фиксации «Fixed Support». Было задано давление жидкости в центральном плане и в расширительной полости гасителя колебаний 2 МПа и 1 МПа (см. рисунок 7).

Данные значения были выбраны исходя из реальных условий работы гасителя на гидравлическом стенде.

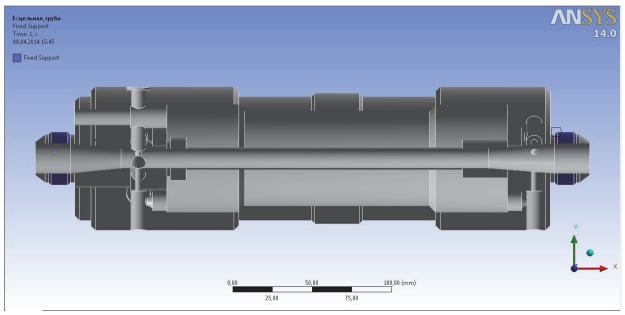


Рисунок 7. Условие ограничения перемещения гасителя колебаний давления

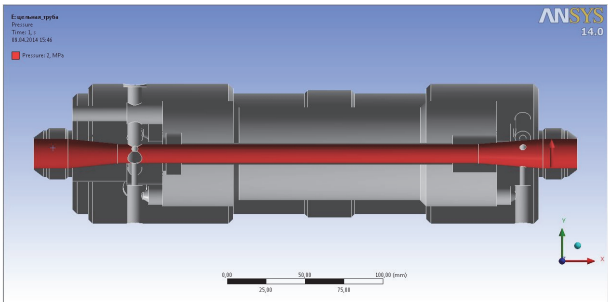


Рисунок 8. Задание давления в центральном канале нерегулиромого гасителя давления

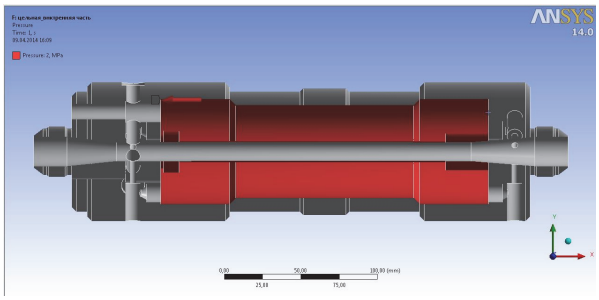


Рисунок 9.Задание давления в расширяемой полости гасителя колебаний давления

5. Анализ полученных результатов

Результаты расчета эквивалентных напряжений Мизеса представлены на рисунке 10 и рисунке 11.

Из рисунков видно, что при давлении в 1 МПа максимальное напряжение и макси-

мальное перемещение соответственно равны 11,106 МПа и 0,0008856 мм.

Коэффициент запаса n определяется по формуле (1):

$$n = \frac{\sigma_{т.р}}{\sigma_{экв}}, \quad (1)$$

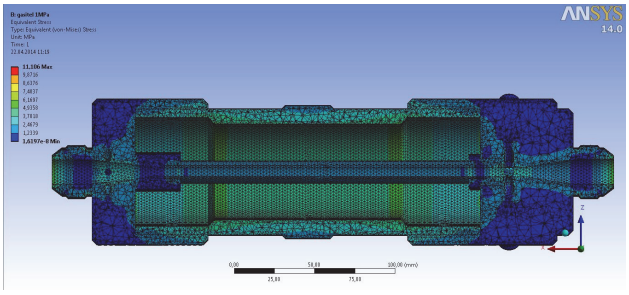
где $\sigma_{т.р}$ - предел текучести материалов при растяжении;

$\sigma_{экв}$ - значение напряжения, полученное при расчете в Ansys

$$n = \frac{600 \cdot 10^6}{11{,}106 \cdot 10^6} = 54,$$

При давлении в 2 МПа максимальное напряжение и максимальное перемещение соответственно равны 22,417 МПа и 0,0016069 мм.

$$n = \frac{600 \cdot 10^6}{22{,}417 \cdot 10^6} = 27,$$



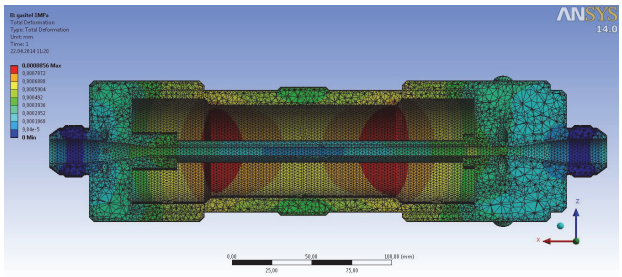
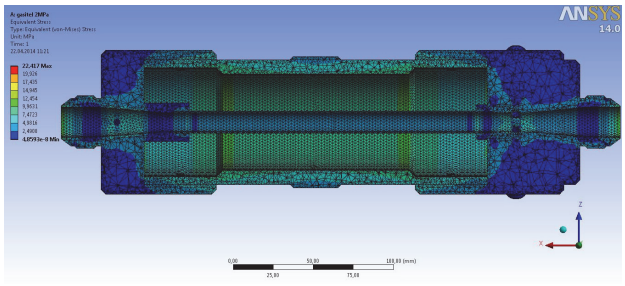


Рисунок 10. Эквивалентные напряжения Мизеса в материалах конструкции и перемещение при давлении 1 МПа



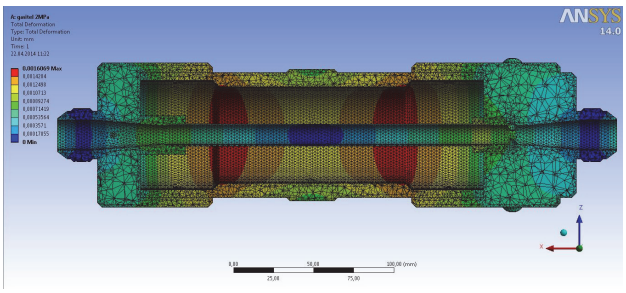


Рисунок 11. Эквивалентные напряжения Мизеса в материалах конструкции и перемещение при давлении 2 МПа

Таким образом, максимальные значение эквивалентного напряжения по Мизесу и максимальное значение перемещения реализуются на внутренней поверхности корпуса расширительной камеры.

6. Заключение

В работе представлен расчет на прочность регулируемого однокаскадного гасителя колебаний давления с помощью разработанной конечно-элементной модели гасителя. Рассчитан коэффициент запаса прочности.

Список использованных источников

[1] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

[2] Головин, А.Н. Эффективность гасителей колебаний [Текст] // Известия СНЦ РАН. - 2009.– №4. – С. 131-137.

[3] А.Н. Головин, В.П. Шорин гасители колебаний для гидравлических систем [Текст] / В.П. Шорин. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2005. – 168 с.

[4] Прокофьев, А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости [Текст]: дис…. докт. техн. наук/ Прокофьев Андрей Брониславович. – Самара, 2008. - 191 с.

[5] Прокофьев, А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбужде-

ния пульсациями рабочей жидкости [Текст]/ А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. // Научно-технический сборник Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Серия XII. Вып. 1. / ВКБ РКК Энергия. – Самара, 2000. – С. 120-131.

[6] Шестаков, Г.В. Разработка методов автоматизированного проектирования гасителей колебаний давления для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов[Текст]: дис. … канд. техн. наук / Шестаков Георгий Валентинович. - Самара, 1991. - 277 с.

[7] Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Изд-во МГТУ, 2000. - 592 с.

N.A. Natalina,
T.B. Mironova,
V.A. Panova

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse,
Samara,
443086, Russia
mirtb@rambler.ru

STRENGTH OF WORKING FLUID VIBRATION ABSORBERS

The paper presents a single-strength calculation adjustable damper pressure using the developed finite element model.

Keywords: *vibration damper; the working fluid; dynamic loading; vibroacoustic characteristics; strength*

References

[1] Shorin, V.P. Ustranenie kolebanij v avia-cionnyh truboprovodah [Tekst] / V.P. Shorin. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 156 s.

[2] Golovin, A.N. Jeffektivnost' gasitelej ko-lebanij [Tekst] // Izvestija SNC RAN. - 2009.– #4. – S. 131-137.

[3] A.N. Golovin, V.P. Shorin gasiteli koleba-nij dlja gidravlicheskih sistem [Tekst] / V.P. Shorin. – Samara: Izd-vo Samarskogo nauchnogo centra RAN, 2005. – 168 s.

[4] Prokof'ev, A.B. Razrabotka metoda kom-pleksnogo analiza dinamiki i prochnosti trubopro-vodnyh sistem s gasiteljami kolebanij rabochej zhid-kosti [Tekst]: dis…. dokt. tehn. nauk/ Prokof'ev Andrej Bronislavovich. – Samara, 2008. - 191 s.

[5] Prokof'ev, A.B. Vibroakusticheskaja model' prjamolinejnogo uchastka truboprovodnoj sistemy s gasitelem kolebanij v uslovijah silovogo vozbuzhde-nija pul'sacijami rabochej zhidkosti [Tekst]/ A.B. Prokof'ev, E.V. Shahmatov. // Nauchno-tehnicheskij sbornik Raketno-kosmicheskaja tehnika. Raschet, proek-tirovanie, konstruirovanie i ispytanija kosmiche-skih sistem. Serija XII. Vyp. 1. / VKB RKK Jenergija. – Samara, 2000. – S. 120-131.

[6] Shestakov, G.V. Razrabotka metodov avtoma-tizirovannogo proektirovanija gasitelej kolebanij davlenija dlja truboprovodnyh cepej dvigatelej i sistem letatel'nyh apparatov[Tekst]: dis. … kand. tehn. nauk / Shestakov Georgij Valentinovich. - Sa-mara, 1991. - 277 s.

[7] Feodos'ev V.I. Soprotivlenie materialov. - M.: Izd-vo MGTU, 2000. - 592 s.

УДК 621.852

ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗГИБНЫХ ЗАТУХАЮЩИХ КОЛЕБАНИЙ ТЕСТ-ОБРАЗЦОВ

В.Н. Паймушин
В.А. Фирсов
Гюнал Ибрахим

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева
К. Маркса, 10, г. Казань, Российская Федерация, 420111
ibrahimgunal@gmail.com
vafirsov_49@mail.ru
vpajmushin@mail.ru

В.М. Шишкин

Кировский государственный университет
Московская, 36, г. Киров, Российская Федерация, 610000
vshishkin1951@maul.ru

Предлагается теоретико-экспериментальный метод определения логарифмического декремента колебаний (ЛДК) материалов, основанный на измерении амплитудных значений прогибов консольно закрепленных плоских тест-образцов при их затухающих колебаниях по первой моде. Выявлено существенное влияние на ЛДК образцов внешних аэродинамических сил. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование аэродинамической составляющей демпфирования осциллирующей пластины. Для ее определения на основе проведения большой серии вычислительных экспериментов по динамике двумерного течения газа вокруг пластины предложена единая аппроксимационная формула. Предложена методика идентификации характеристик упругости материала и амплитудных зависимостей ЛДК от деформаций по данным физических экспериментов различных серий тест-образцов.

Ключевые слова: *Теоретико-экспериментальный метод, внутреннее демпфирование, аэродинамическое демпфирование, экспериментальная установка, тест-образцы, затухающие изгибные колебания, вычислительная гидродинамика*

Введение

Для экспериментального определения демпфирующих свойств материалов в диапазоне частот от 50 до 5000 Гц в настоящее время существует американский стандарт ASTM E-756 [1], в соответствии с которым акустическим методом в резонансном режиме исследуется динамическое поведение консольно закрепленных тест-образцов различной структуры. Если материал является достаточно жестким и изотропным, то тест-образец целиком изготовляется из него. Однако получаемые при этом результаты не могут считаться пригодными для применения их в анализе динамической реакции конструкций по следующим двум причинам: 1) указанный стандарт не учитывает аэродинамическую составляющую логарифмического декремента колебаний тест-образца, которая может быть сравнима с параметрами внутреннего демпфирования, а для материалов с низкими демпфирующими свойствами иметь решающее значение при определении амплитуд изгибных колебаний тест-образца; 2) характеристики демпфирования материалов, получаемые при изгибных колебаниях тест-образцов, являются лишь сравнительной оценкой их демпфирующих свойств, и не могут использоваться в условиях отличных от эксперимента. Отсюда возникает необходимость идентификации действительных демпфирующих свойств материала по характеристикам внутреннего демпфирования тест-образцов в условиях их изгибных колебаний.

1. Теоретические основы

Для определения демпфирующей способности материалов используются удлиненные консольно закрепленные тест-образцы прямоугольного поперечного сечения. Демпфирующие свойства тест-образца определяются логарифмическим декрементом колебаний (ЛДК) δ, зависящим от амплитуды колебаний A его свободного конца. Зависимость $\delta(A)$ можно получить обработкой экспериментальной виброграммы затухающих колебаний тест образца в воздухе по методике, изложенной в работе [2], где показано, что на демпфирующие свойства тест-образца су-

щественное влияние имеет внешнее аэродинамическое демпфирование, увеличивая $\delta(A)$ при возрастании ширины b тест-образца. Для исключения данного влияния можно использовать подход, основанный на испытании серии тест-образцов с одинаковой длиной L и различной шириной b. Это дает возможность построить зависимости $\delta(A,b)$, по которым путем подходящей экстраполяции можно получить зависимость $\delta^*(A)$ при $b=0$, необходимую для идентификации демпфирующих свойств материала.

Возможен теоретико-экспериментальный метод получения зависимости $\delta^*(A)$:

$$\delta^*(A)=\delta(A)-\delta_a, \qquad (1.1)$$

где $\delta(A)$ – ЛДК тест-образца в воздухе при конечной ширине b; δ_a – расчетная аэродинамическая составляющая ЛДК, определяемая по формуле [3]

$$\left.\begin{aligned}&\delta_a=b\rho_f F_A/h\rho,\ \ F_A=\frac{6.14}{\sqrt{\beta}}+7\sqrt{k}\,\frac{\xi^2}{\xi^2+3.2},\ \ \beta=\frac{b^2 f}{\nu},\\&\xi=k[2+1.78\ln\Delta-(0.54+0.88\ln\Delta)\ln\beta],\ \ k=\frac{A}{b},\ \Delta=\frac{h}{b}.\end{aligned}\right\} \qquad (1.2)$$

Здесь A – амплитуда прогиба тест-образца при колебаниях по первой моде; b, h – соответственно ширина и толщина тест-образца; ρ – плотность материала; f – частота изгибных колебаний в Гц, $\nu=1.5\cdot10^{-5}$ м^2/сек – кинематическая вязкость воздуха, имеющего плотность $\rho_f=1.29$ кг/м^3.

Демпфирующие свойства материала определяются ЛДК δ, зависящим от амплитуды деформации ε_0. Для представления данной зависимости используется степенной полином

$$\delta(\varepsilon_0)=\sum_{k=0}^{n}c_k\varepsilon_0^k. \qquad (1.3)$$

Идентификация демпфирующих свойств материала состоит в отыскании коэффициентов полинома (1.3) по зависимости $\delta^*(A)$ из условия минимума целевой функции

$$F(c_0,c_1,\dots c_n)=\left\|\boldsymbol{\delta}^*-\boldsymbol{\delta}\right\|\Big/\left\|\boldsymbol{\delta}^*\right\|$$

при ограничении

$$\delta(\varepsilon_0)=\sum_{k=0}^{n}c_k\varepsilon_0^k>0.$$

Здесь $\boldsymbol{\delta}^*$, $\boldsymbol{\delta}$ – векторы, содержащие соответственно экспериментальные и расчетные ЛДК тест-образца при амплитудах A_j $(j=1;2;\dots;m)$; $\left\|\boldsymbol{\delta}^*-\boldsymbol{\delta}\right\|$, $\left\|\boldsymbol{\delta}\right\|$ – нормы Евклида векторов $\boldsymbol{\delta}^*-\boldsymbol{\delta}$ и $\boldsymbol{\delta}$. Для поиска минимума целевой функции $F(c_0,c_1,\dots,c_n)$ целесообразно использовать прямые методы нулевого порядка [4] (симплекс-метод, метод конфигураций Хука-Дживса, метод Розенброка).

Для получения расчетных ЛДК $\boldsymbol{\delta}$ тест-образца используется метод конечных элементов. Расчетная модель тест-образца (рис. 1а) составляется из балочных конечных элементов (рис. 1б). Затухающие колебания тест-образца описываются системой уравнений

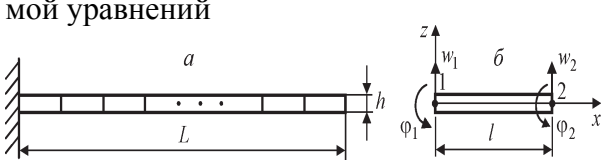


Рисунок 1. Расчетная модель тест-образца (*а*) и балочный конечный элемент (*б*)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}}+\mathbf{C}\dot{\mathbf{r}}+\mathbf{K}\mathbf{r}=0 \qquad (1.4)$$

с начальными условиями $\mathbf{r}(0)=\mathbf{r}_{\text{ст}}$, $\dot{\mathbf{r}}(0)=0$, где $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$, $\mathbf{r}$ – соответственно матрица масс, матрица демпфирования, матрица жесткости и вектор узловых перемещений отмеченной модели; $\mathbf{r}_{\text{ст}}$ – вектор узловых перемещений при начальном статическом отклонении $w_{\text{ст}}$ свободного конца тест-образца. Матрицы $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ формируются из соответствующих матриц $\mathbf{M}_\text{e}$, $\mathbf{C}_\text{e}$, $\mathbf{K}_\text{e}$ конечных элементов. Матрицы $\mathbf{M}_\text{e}$ и $\mathbf{K}_\text{e}$ имеют известный вид [5] и в настоящей работе не приводятся.

Матрицы $\mathbf{C}_\text{e}$ конечных элементов зависят от модели неупругого деформирования материала. При одноосном напряженном состоянии простейшая из таких зави-

симостей соответствует известной модели Фойгта-Томпсона-Кельвина [6]

$$\sigma = E\varepsilon + \beta\dot{\varepsilon}, \qquad (1.5)$$

где σ, ε, $\dot{\varepsilon}$ – соответственно нормальное напряжение, относительная деформация и скорость ее изменения по времени t; E, α – модуль Юнга и коэффициент вязкости материала. Последний связан с логарифмическим декрементом колебаний материала зависимостью

$$\alpha = E\delta(\varepsilon_0)/\pi\omega,$$

где ω – низшая частота свободных колебаний тест-образца. С учетом этого модель (1.5) принимает вид

$$\sigma = E\varepsilon + E\delta(\varepsilon_0)\dot{\varepsilon}/\pi\omega.$$

Запишем бесконечно малое приращение работы неупругой части напряжения σ на соответствующем ему приращении деформации $d\varepsilon$ в объеме конечного элемента:

$$dA = -\frac{E}{\pi\omega}\int_F\int_0^l d\varepsilon\,\delta(\varepsilon_0)\,\dot{\varepsilon}\,dF dx. \qquad (1.6)$$

Деформацию ε в точке z поперечного сечения элемента можно определить через его узловые перемещения $\mathbf{r}_\mathrm{e} = \{w_1\ \varphi_1\ w_2\ \varphi_2\}$, используя геометрическую зависимость

$$\varepsilon = z\mathbf{f}''^{\mathrm{T}}\mathbf{r}_\mathrm{e}, \qquad (1.7)$$

где $\mathbf{f}''$ – вектор вторых производных по x от базисных функций f_i $(i = 1;2;3;4)$ конечного элемента.

Величину ε_0 можно связать с амплитудой кривизны $\chi_0(x)$ оси элемента:

$$\varepsilon_0 = |z|\,\chi_0(x). \qquad (1.8)$$

Нетрудно показать, что зависимость $\chi_0(x)$ является линейной:

$$\chi_0(x) = \chi_{0,1}(1 - x/l) + \chi_{0,2}\,x/l = a(1 + sx/l). \qquad (1.9)$$

Здесь $\chi_{0,1}$, $\chi_{0,2}$ – амплитуды кривизны в узлах 1 и 2 конечного элемента; $a = \chi_{0,1}$; $s = (\chi_{0,2} - \chi_{0,1})/\chi_{0,1}$. С учетом (1.8) и (1.9) зависимость (1.3) принимает вид

$$\delta(\varepsilon_0) = \delta(a,s) = \sum_{k=0}^{n} c_k |z|^k a^k (1 + sx/l)^k. \qquad (1.10)$$

Подставляя (1.7) и (1.10) в соотношение (1.6) получаем

$$dA = -\frac{E}{\pi\omega} d\mathbf{r}_\mathrm{e}^{\mathrm{T}}\left(\sum_{k=0}^{n} c_k a^k \int_F |z|^{k+2} dF \int_0^l \mathbf{f}''\mathbf{f}''^{\mathrm{T}}(1 + sx/l)^k dx\right)\dot{\mathbf{r}}_\mathrm{e}$$

.

Величину dA можно записать в виде

$$dA = -\frac{EI}{\pi\omega} d\mathbf{r}_\mathrm{e}^{\mathrm{T}}\left(\sum_{k=0}^{n} c_k\,\mathbf{H}_k\,I_k/I\right)\dot{\mathbf{r}}_\mathrm{e}, \qquad (1.11)$$

где

$$\mathbf{H}_k = a^k\int_0^l \mathbf{f}''\mathbf{f}''^{\mathrm{T}}(1 + sx/l)^k dx;\ \ I_k = \int_F |z|^{k+2} dF;\ \ I = \int_F z^2 dF$$

.

Из равенства (1.11) следует матрица демпфирования конечного элемента:

$$\mathbf{C}_\mathrm{e} = \frac{EI}{\pi\omega}\sum_{k=0}^{n} c_k\,\mathbf{H}_k\,I_k/I.$$

Для решения системы (1.4) необходимо использовать шаговые методы интегрирования, корректируя матрицы $\mathbf{C}_\mathrm{e}$ конечных элементов на каждом цикле колебаний в соответствии с достигнутыми в них значениями $\chi_{0,1}$, $\chi_{0,2}$, от которых зависят величины a и s в матрицах $\mathbf{H}_\mathrm{k}$. Поэтому шаг интегрирования Δt, необходимый для отслеживания данных значений, должен быть достаточно малым: 100 …120 шагов на один цикл колебаний, а число решений системы (1.4) при поиске коэффициентов c_k полинома (1.3) прямыми методами может быть весьма большим (несколько сотен или тысяч). Это приводит к неприемлемым затратам машинного времени и накоплению погрешности счета. Однако замеры амплитуды колебаний A тест-образца осуществляются не с начального отклонения $w_{\mathrm{ст}}$, а после перехода его от статической формы изгиба к низшей соб-

ственной форме $\mathbf{f}_1$. Это позволяет заменить систему (1.4) одним уравнением относительно обобщенной координаты $q_1(t)$ данной формы:

$$m\ddot{q}_1(t) + c\dot{q}_1(t) + kq_1(t) = 0 \quad (1.12)$$

с начальными условиями $q_1(0) = A_{\max}/f_w$, $\dot{q}_1(0) = 0$, где $A_{\max}$ – максимальная амплитуда A в диапазоне представления экспериментальной зависимости $\delta^*(A)$; f_w – компонента формы $\mathbf{f}_1$, соответствующая прогибу w свободного конца тест-образца; m, c, k – соответственно обобщенная масса, обобщенный коэффициент демпфирования и обобщенная жесткость тест-образца:

$$m = \mathbf{f}_1^{\mathrm{T}}\mathbf{M}\mathbf{f}_1;\ c = \mathbf{f}_1^{\mathrm{T}}\mathbf{C}\mathbf{f}_1;\ k = \mathbf{f}_1^{\mathrm{T}}\mathbf{K}\mathbf{f}_1.$$

Уравнение (1.12) можно записать в виде

$$\ddot{q}_1(t) + 2n\dot{q}_1(t) + \omega^2 q_1(t) = 0, \qquad (1.13)$$

где $n = c/2m$; $\omega^2 = k/m$. Динамический прогиб свободного конца тест-образца описывается функцией $w(t) = q_1(t) f_w$. Тогда вместо (1.13) получаем уравнение

$$\ddot{w}(t) + 2n\dot{w}(t) + \omega^2 w(t) = 0$$

с начальными условиями $w(0) = A_{\max}$, $\dot{w}(0) = 0$. Параметр затухания n неявно зависит от коэффициентов c_k полинома (1.3) через матрицы демпфирования $\mathbf{C}_\mathrm{e}$ конечных элементов, и должен пересчитываться на каждом цикле колебаний i в соответствии с достигнутой амплитудой A_i тест-образца. Однако в интервале $[A_i;\ A_{i+1}]$ эти матрицы, а следовательно и параметр $n = n_i$, являются постоянными. Это позволяет записать уравнение огибающей $A(\tau)$ за период колебании T тест-образца:

$$A(\tau) = A_i \exp(-n_i\tau) \quad (0 \le \tau \le T), \qquad (1.14)$$

Параметр n_i связан с ЛДК δ_i тест-образца соотношением: $\delta_i = n_i T$. Подставляя в него $n_i = c_i/2m$ и $T = 2\pi/\omega$, получаем

$$\delta_i = c_i\pi/m\omega. \qquad (1.15)$$

Выражения (1.14) и (1.15) позволяют построить алгоритм прогонки для получения расчетных амплитуд колебаний и соответствующих им ЛДК тест-образца:

$$A_{i+1} = A_i \exp(-n_i T),\ \delta_{i+1} = c_{i+1}\pi/m\omega. \quad (1.16)$$

Достоверность алгоритма (1.16) подтверждается численными экспериментами при нахождении расчетной зависимости $\delta(A)$ тест-образца по известной зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ материала.

Для нахождения минимума целевой функции $F(c_0, c_1, \ldots c_n)$ предлагается использовать метод конфигураций Хука-Дживса [4], который легко реализуется при любой размерности пространства поиска. Однако при этом возникает проблема выбора координат базовой точки, обусловленная существенным различием величины коэффициентов c_k $(k = 0; 1; 2; \ldots; n)$ полинома (1.3). Для решения данной проблемы предлагается подход, состоящий в пересчете заданной зависимости $\delta^*(A)$ тест-образца на зависимость $\delta^*(\varepsilon_0)$, где ε_0 – амплитуда максимальной деформации в заделке при амплитуде колебаний A. Зависимость $\delta^*(\varepsilon_0)$ аппроксимируется степенным полиномом того же порядка, что при поиске коэффициентов c_k полинома (1.3):

$$\delta^*(\varepsilon_0) = \sum_{k=0}^{n} c_k^* \varepsilon_0^k. \qquad (1.17)$$

Это дает при амплитудах A_j $(j = 1; 2; \ldots; m)$ систему m линейных уравнений относительно коэффициентов c_k^* $(k = 0; 1; 2; \ldots; n)$ полинома (1.17). Обычно число экспериментальных точек $m > n+1$. Тогда для решения такой системы можно использовать метод наименьших квадратов. Полученные при этом коэффициенты c_k^* считаются координатами базовой точки.

2. Численные эксперименты

Проведены испытания серии тест-образцов, изготовленных из стали Ст. 3, с длинами $L = 150$ мм, $L = 200$ мм, $L = 300$ мм при ширине b от 10 мм до 50 мм с шагом 10 мм и толщине $h = 1$ мм. Обработаны виброграммы затухающих колебаний отмеченных тест-образцов в результате чего получены амплитудные зависимости ЛДК тест-образцов в воздухе при указанном наборе b. В табл. 1 приведены значения ЛДК δ^* тест-образцов с длинами $L = 150$ мм, $L = 200$ мм, $L = 300$ мм при шести амплитудах A, найденные экстраполяцией экспериментальных зависимостей $\delta(A,b)$ до ширины $b = 0$.

Таблица. 1

$L = 150$ мм		$L = 200$ мм		$L = 300$ мм	
A, м	δ^*	A, м	δ^*	A, м	δ^*
2	0.0286	2	0.0167	2	0.0074
4	0.0473	6	0.0471	6	0.0245
6	0.0603	10	0.0632	10	0.0389
8	0.0710	14	0.0747	14	0.0496
10	0.0795	18	0.0830	18	0.0573
12	0.0855	22	0.0894	22	0.0629

Модуль Юнга E стали Ст. 3 определялся по экспериментальной частоте f с использованием формулы для вычисления низшей частоты свободных колебаний идеально упругой консольной балки

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1.875}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}. \quad (2.1)$$

Основанием для этого является слабая зависимость частоты от параметров внутреннего и внешнего аэродинамического демпфирования, что подтверждается проведенными ранее экспериментальными исследованиями [2]. В табл. 2 приведены экспериментальные частоты f отмеченных тест-образцов с длинами $L = 150$ мм, $L = 200$ мм, $L = 300$ мм и найденные из формулы (2.1) модули Юнга E материала. Для идентификации зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ принимался осредненный модуль $E = 17.631 \times 10^{10}$ Па.

Таблица 2

L, мм	f, Гц	E, Па
150	33.1	16.731×10^{10}
200	18.9	17.241×10^{10}
300	8.8	18.922×10^{10}

Зависимость $\delta(\varepsilon_0)$ представлялась кубическим полиномом

$$\delta(\varepsilon_0) = c_0 + c_1\varepsilon_0 + c_2\varepsilon_0^2 + c_3\varepsilon_0^3 . \qquad (2.2)$$

В табл. 3 приведены коэффициенты c_0, c_1, c_2, c_3 полинома (2.2), полученные при поиске их методом конфигураций Хука-Дживса для тест-образцов с длинами $L = 150$ мм, $L = 200$ мм, $L = 300$ мм. Расчетные модели всех трех тест-образцов представлялись 20-ю конечными элементами.

Таблица 3

L, мм	c_0	c_1	c_2	c_3
150	5.4670×10^{-3}	$3.0214\times10_{2}$	-3.5336×10^{5}	1.6222×10^{8}
200	-5.1780×10^{-5}	$4.0922\times10_{2}$	-6.3956×10^{5}	3.6713×10^{8}
300	-2.2657×10^{-5}	$4.0282\times10_{2}$	-2.9948×10^{5}	-7.1210×10^{8}

На рис. 2 приведены расчетные и экспериментальные ЛДК отмеченных тест-образцов в зависимости от безразмерной амплитуды A/h. Расчетные ЛДК δ получились достаточно близкими к экспериментальным значениям δ^*. На рис. 3 представлены зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ для стали Ст. 3 при $b = 0$ и коэффициентах c_0, c_1, c_2, c_3, указанных в табл. 3. Зависимости $\delta(\varepsilon_0)$, полученные на тест-образцах с длинами $L = 150$ мм и $L = 200$ мм, являются достаточно близкими и располагаются приблизительно в одинаковых диапазонах амплитуд деформаций ε_0, а зависимость $\delta(\varepsilon_0)$ при $L = 300$ мм выпадает из двух остальных. Для получения окончательной зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ использовались осредненные результаты по тест-образцам с длинами $L = 150$ мм и $L = 200$ мм:

$$\delta(\varepsilon_0) = 2.7076\cdot10^{-3} + 3.5568\cdot10^{2}\varepsilon_0 - 4.9646\cdot10^{5}\varepsilon_0^2 + 2.6468\cdot10^{8}\varepsilon_0^3 .$$

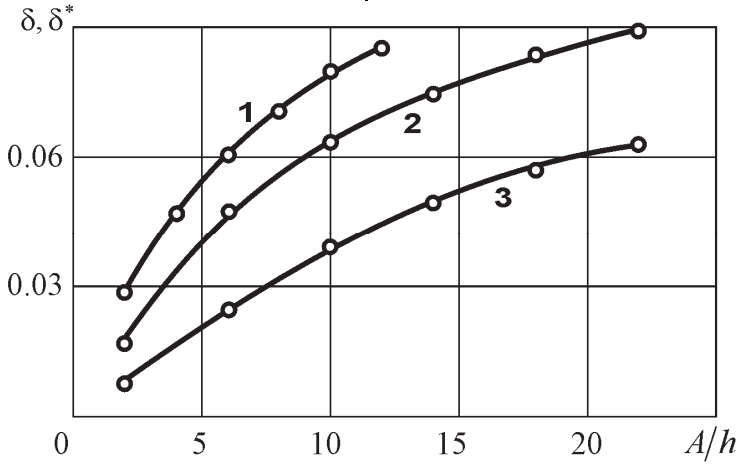


Рисунок 2. Расчетные и экспериментальные ЛДК тест-образцов:
1 - L=150 мм; 2 - L=200 мм; 3 - L=300 мм; ——— - расчет; ○ - эксперимент

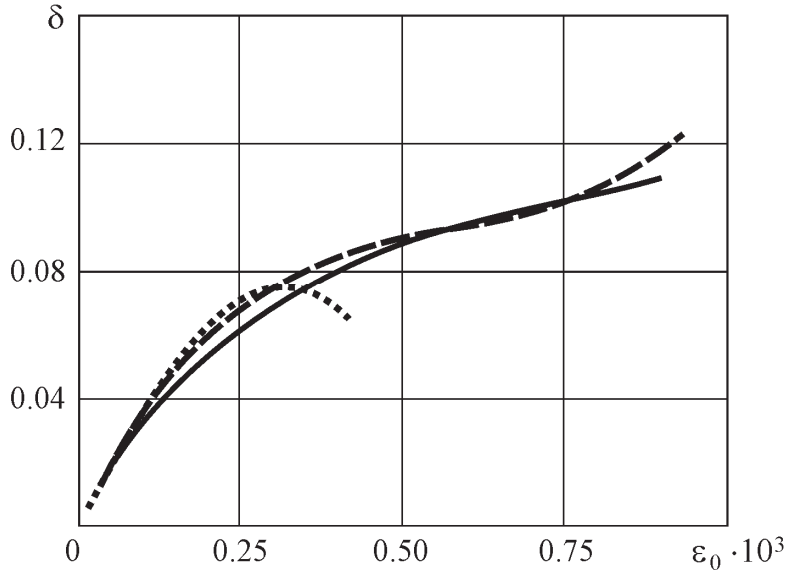


Рисунок 3. Зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ для стали Ст. 3 при b=0:
——— - L=150 мм; — — — - L=200 мм; ▪▪▪▪▪▪▪ - L=300 мм

Ниже приводятся результаты идентификации зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ для того же материала сталь Ст. 3, полученные на прежних трех тест-образцах при ширине $b = 10$ мм. Исключение аэродинамической составляющей демпфирования осуществлялось с использованием формул (1.1) и (1.2). В табл. 4 приведены полученные при этом значения ЛДК δ^* тест-образцов в вакууме для прежних шести амплитудах A.

Таблица 4

$L = 150$ мм		$L = 200$ мм		$L = 300$ мм	
A, мм	δ^*	A, мм	δ^*	A, мм	δ^*
2	0.0290	2	0.0163	2	0.0073
4	0.0492	6	0.0401	6	0.0192
6	0.0583	10	0.0535	10	0.0294
8	0.0665	14	0.0627	14	0.0372
10	0.0726	18	0.0691	18	0.0437
12	0.0775	22	0.0737	22	0.0487

На рис. 4 представлены полученные при поиске зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ для стали Ст. 3 на прежних трех тест-образцах при ширине $b = 10$ мм. Для получения окончательной зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ использовались осредненные результаты по тест-образцам с длинами $L = 150$ мм и $L = 200$ мм:

$$\delta(\varepsilon_0) = 2.5194 \cdot 10^{-3} + 3.4401 \cdot 10^{2} \varepsilon_0 - 5.5233 \cdot 10^{5} \varepsilon_0^2 + 3.2373 \cdot 10^{8} \varepsilon_0^3 .$$

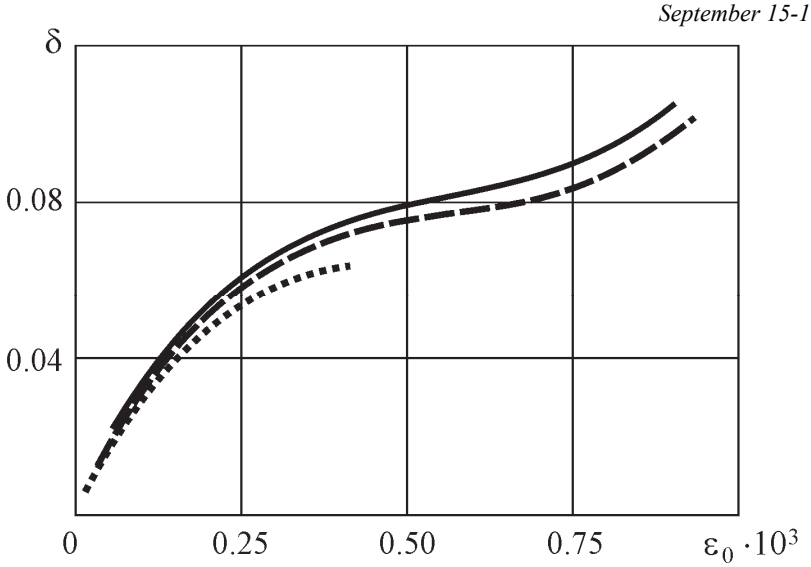


Рис. 4. Зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ для стали Ст. 3 при b=10 мм:
——— - L=150 мм; — — — - L=200 мм; ····· - L=300 мм

На рис. 5 для сравнения представлены полученные осредненные зависимости $\delta(\varepsilon_0)$ при двух вариантах исключения аэродинамической составляющей демпфирования тест-образцов: 1) экстраполяцией зависимости ЛДК в воздухе от ширины b тест-образца до значения $b=0$; 2) применением расчетной составляющей аэродинамического демпфирования при ширине тест-образцов $b=10$ мм. Демпфирующие свойства материала при втором варианте исключения аэродинамической составляющей демпфирования получились в среднем на 12,7 % ниже по сравнению с первым вариантом.

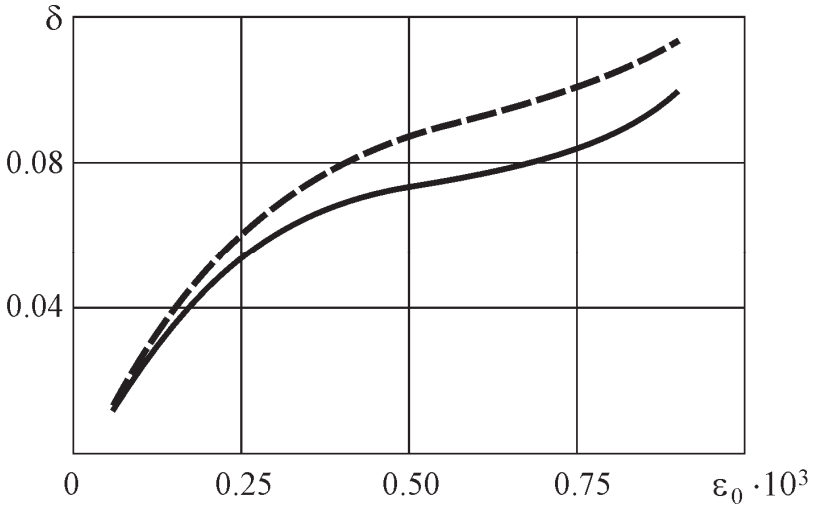


Рис. 5. Осредненные зависимости $\delta(\varepsilon_0)$:
— — — - b=0; ——— - b=10 мм

Заключение

Показана принципиальная возможность идентификации демпфирующих свойств жесткого изотропного материала (на примере стали Ст. 3) по экспериментальной амплитудной зависимости ЛДК тест-образцов в воздухе при исключении из нее внешней аэродинамической составляющей демпфирования. Возможны два варианта исключения данной составляющей: 1) экстраполяцией зависимости ЛДК в воздухе от ширины b тест-образца до точки $b=0$; 2) применением расчетной составляющей

аэродинамического демпфирования при конечной ширине b тест-образца.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00667)

Список использованных источников

1. ASTM E-756, 2004. Standard test method for measuring vibration damping properties of materials. American Society for Testing and Materials.

2. Paimushin V. N., Firsov V. A., Gyunal I., and Egorov A. G. Theoretical- experimental method for determining the parameters of damping based on the study of damped Flexural vibrations of test specimens. 1: Experimental bases. Mechanics of Composite Materials. 2014. Vol. 50, No. 2, pp. 185-198.

3. *Егоров А.Г., Камалутдинов А.М., Нуриев А.Н., Паймушин В.Н.* Теоретико-эксперименталь-ный метод определения параметров демпфирования на основе исследования затухающих изгибных колебаний тест-образцов 2: Аэродинамическая составляющая демпфирования // Механика композит. материалов. 2014. Т.50. №3

4. *Шуп Т.* Решение инженерных задач на ЭВМ. М.: Мир, 1982. 238 с.

5. *Клаф Р., Пензен Дж.* Динамика сооружений. М.: Стройиздат, 1979. 320 с.

6. *Хильчевский В.В., Дубенец В.Г.* Рассеяние энергии при колебаниях тонкостенных элементов конструкций. Киев: Вища школа, 1977. 252 с.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL METHOD FOR DETERMINING THE DAMPING PROPERTIES OF MATERIALS BASED ON THE ANALYSIS OF DAMPED VIBRATIONS OF THE TEST-SPECIMENS IN BENDING MODES

Vitaly N. Paimushin
Vyacheslav A. Firsov
Gunal Ibrahim

Kazan National Research Technical University
10, K.Marx St., Kazan, Tatarstan, 420111, Russia
ibrahimgunal@gmail.com
vafirsov_49@mail.ru
vpajmushin@mail.ru

Viktor M. Shishkin

Kirov State University
36, Moscovskaya St., Kirov, 610000, Russia
vshishkin1951@maul.ru

Proposed a theoretical and experimental method for determining the logarithmic decrement of materials, based on the measurement of damped vibration amplitudes of cantilever flat test-specimens at first resonant mode. It was found that the external aerodynamic forces have significant effect on the logarithmic decrement of test specimens. Aerodynamical damping component of oscillated plates is investigated theoretically and experimentally. In order to predict air-damping ratio, a large series of numerical experiments of the 2D flow dynamics around the plate were carried out which leaded to get an approximating formula for aerodynamic damping component. The method of identification for elastic properties of material and the amplitude dependences of logarithmic decrement on deformations is suggested according to physical experiments with various series of test-specimens.

Keywords: *Theoretical and experimental method, internal damping, aerodynamic damping, experimental setup, test-specimens, bending damped vibrations, computational fluid dynamics*

References

1. ASTM E-756, 2004. Standard test method for measuring vibration damping properties of materials. American Society for Testing and Materials.

2. Paimushin V. N., Firsov V. A., Gyunal I., and Egorov A. G. Theoretical- experimental method for determining the parameters of damping based on the study of damped Flexural vibrations of test specimens. 1: Experimental bases. Mechanics of Composite Materials. 2014. Vol. 50, No. 2, pp. 185-198.

3. Egorov A.G., Kamalutdinov A.M., Nuriyev A.N., Paymushin V.N. Experimental-theoretical method of determination of parameters of damping on the basis of research of damped Flexural test samples 2: Aerodynamic component damping. *Mechanics of composite materials*, 2014, vol.50, no.3.

4. Shup T. *Reshenie inzhenernyh zadach na JeVM* [The solution of engineering tasks on the computer]. M.: Mir, 1982. 238 p.

5. Klaf R., Penzen Dzh. *Dinamika sooruzhenij* [Dynamics of structures]. M.: Strojizdat, 1979. 320 p.

6. Hilchevskij V.V., Dubenec V.G. Rassejanie *jenergii pri kolebanijah tonkostennyh jelementov konstrukcij* [the energy Dissipation fluctuations in the thin-walled structural elements]. Kiev: Vishha shkola, 1977. 252 p.

УДК 628.517

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПЛАСТИНЫ, НАХОДЯЩЕЙСЯ МЕЖДУ ДВУМЯ КАМЕРАМИ

В.Н. Паймушин,
Р.К. Газизуллин,
А.А. Шарапов

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева
К. Маркса, 10, г. Казань, Российская Федерация, 420111
vpajmushin@mail.ru,
gazizullin.rk@yandex.ru,
adilom@mail.ru

Дано численное решение плоской задачи о прохождении звуковой волны, формирующейся источником звука в камере высокого давления, сквозь деформируемую тонкую пластину и о формировании в камере низкого давления излученной пластиной звуковой волны. Данная задача связана с математическим моделированием экспериментального определения звукоизолирующих свойств тонкостенных элементов конструкций методом смежных реверберационных камер в акустических испытательных лабораториях. На основе использования волновых уравнений в двумерном приближении исследуются две постановки задачи, различающиеся способом задания источника звука в камере высокого давления. Показано, что обе рассмотренные постановки приводят к практически одинаковым результатам при определении параметров звукоизоляции пластины. Результаты теоретических исследований сравниваются с результатами экспериментальных исследований.

***Ключевые слова**: деформируемая пластина, модель Кирхгофа-Лява, звукоизоляция, волновое уравнение, численный метод, экспериментальные и теоретические исследования*

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF SOUND-INSULATING PROPERTIES OF DEFORMABLE PLATE LOCATED BETWEEN TWO CHAMBERS

Vitaly N. Paimushin,
Ruslan K. Gazizullin,
Adel A. Sharapov

Kazan National Research Technical University
10, K.Marx St., Kazan, Tatarstan, 420111, Russia
vpajmushin@mail.ru,
gazizullin.rk@yandex.ru,
adilom@mail.ru

In present study, numerical solutions to the problems of planar acoustic wave propagation problems are given. Acoustic waves are formed by sound source in a high-pressure chamber, propagated through a deformable thin plate and radiated from plate acoustic waves formed an acoustic wave field in low-pressure chamber. The examined problem is connected with mathematical modelling of experimental setup for testing sound-insulating properties of thin-walled structural elements realized by the method of adjacent reverberation chambers in acoustic test laboratories. Based on two-dimensional approximation of wave equations, two problem cases are investigated which differ in terms of sound source arrangement in the high-pressure chamber. Present study shows that both of the considered cases lead to practically similar results in the determination of the plate's sound insulation properties. The theoretical results are compared with results of experimental investigation.

***Keywords:** deformable plate, Kirchhoff-Love model, sound-insulation, wave equation, numerical method, experimental and theoretical investigation*

УДК 539.2.21

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ НАНОПОР В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛАХ ПРИ ЛАЗЕРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

С.П. Мурзин,
А.А. Иголкин,
Л.Ф. Мусаахунова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
murzin@ssau.ru

Определены условия образования нанопор в металлических материалах при лазерном импульсно-периодическом воздействии. В качестве материала образцов выбран двухкомпонентный Cu-Zn сплав латунь Л62. Лазерная обработка с применением импульсно-периодического излучения при температуре, не превышающей температуру плавления, позволяет формировать устойчивое напряженное состояние на поверхности образцов. После лазерного воздействия на поверхности металлического материала формируется структура, содержащая достаточно равномерно распределенные по площади открытые поры. При выбранных температурно-скоростных режимах обработки происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной ~100 нм, формирующих нанопористую сеть. Проведено измерение виброскорости образцов. Вне зависимости от частоты внешнего лазерного воздействия максимальные значения виброскоростей имеют место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок, а образования нанопор в металлическом материале не происходит.

***Ключевые слова**: Виброскорость; материал металлический; воздействие лазерное; структура нанопористая; частота*

1 Введение

Протекание таких процессов в металлических сплавах, как рекристаллизация, гомогенизация, релаксация и ряд других определяют скорости и механизмы диффузии, которая имеют существенное значение для формирования их структур и свойств. Целенаправленное влияние на массоперенос и сопутствующие ему релаксационные процессы предоставляет возможность повысить эффективность методов обработки металлов и сплавов, а также создания новых материалов с требуемым комплексом физико-механических свойств. Повышение температуры является действенным способом увеличения подвижности атомов, поскольку коэффициент диффузии связан с температурой экспоненциальной зависимостью, однако в ряде случаев такой способ имеет существенные ограничения, например, вследствие роста зерна и охрупчивания материала. В работах [1-3] зафиксирован эффект значительного повышения скорости перемещения атомов в твердой фазе металлов и сплавов в процессах механико-химико-термической обработки. Причиной интенсификации массопереноса является нестационарная локальная деформация, вызываемая высокоэнергетическим внешним воздействием. Используя подобный подход, впервые в работах [4-7] показана возможность создания в приповерхностном слое двухкомпонентного сплава типа твердый раствор нанопористой структуры со средним размером нанопор 40…50 нм лазерным импульсно-периодическим воздействием. Целью работы является исследование вибрационных характеристик обрабатываемых образцов и определение условий образования нанопор в металлических материалах при лазерном импульсно-периодическом воздействии, что позволяет повысить потенциал практического применения созданного метода.

2 Исследуемый материал и экспериментальная установка

В качестве материала образцов выбран двухкомпонентный Cu-Zn сплав латунь Л62, содержащий 60,5…63,5 % меди, особенностью которого является значительная кон-

центрация компонента (цинка), имеющего более высокую упругость паров. Важным преимуществом использования данного сплава в качестве модельного материала при проведении экспериментальных исследований является то, что снижение концентрации цинка на поверхности можно наблюдать визуально, т.к. латунь меняет свой цвет с исходного желтого на красный. Исследовались образцы из латуни размером 25×20×0,05 мм. Образцы фиксировались в установочное приспособление при минимальной площади контакта с держателями. Поверхности образцов до лазерного воздействия специальной обработке не подвергались. Энергетическое воздействие осуществлялась с помощью газового CO_2-лазера ROFIN DC 010, выходной мощностью от 100 до 1000 Вт и диаметром выходного пучка ~20 мм. Контроль температуры в зоне нагрева осуществлялся с помощью бесконтактного пирометра «Кельвин-1300 ЛЦМ», имеющего диапазон измерения температур от 600 до 1600 K.

3 Результаты экспериментальных исследований и обсуждение

Определяли условия образования нанопор в металлических материалах при лазерном импульсно-периодическом воздействии. При средней мощности лазерного излучения 250…300 Вт изменяли частоту следования импульсов, которая составляла 100; 1000; 5000 Гц. Установлено, что лазерная обработка с использованием импульсно-периодического излучения при температуре, не превышающей температуру плавления, позволяет формировать устойчивое напряженное состояние на поверхности образцов. Воздействие лазерного излучения с плотностью мощности $(3…4)\cdot10^6$ Вт/м^2 на двухкомпонентный металлический сплав типа твердый раствор системы Cu-Zn, один из компонентов которой имеет более высокую упругость паров, вызывает изменение рельефа поверхности. После лазерного воздействия на поверхности металлического материала формируется структура, содержащая достаточно равномерно распределенные по площади открытые поры различных форм: от овальной до неправильной (рисунок 1). Образуются также разветвленные поры, имеющие своеобразную дендритную структуру.

В результате исследования методами микроскопии структуры сплава установлено следующее. В поперечном сечении поры ориентированы от поверхности вглубь металла. Около поверхности плотность пор выше, поры имеют достаточно сложную форму, занимают приблизительно половину площади зерен. В приповерхностном слое поры формируются в основном по границам зерен и блоков, в результате чего происходит создание новых границ и, как следствие, измельчение зерна. Внутри зерен наблюдаются закрытые поры преимущественно овальной формы с микронеровностями в виде выступов и впадин. Такие поры занимают значительно меньший объем, чем разветвленные поры. Исследования микроструктуры обработанного материала показали, что концентрация пор уменьшается с увеличением расстояния от поверхности вглубь материала. Лазерная обработка создает в приповерхностном слое нанопористую структуру. При выбранных температурно-скоростных режимах обработки происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной ~100 нм, формирующих нанопористую сеть. Равномерно распределенные по поверхности субзерен нанопоры имеют относительно стабильные размеры и форму. На рисунке 2 представлено изображение характерных нанопор канального типа.

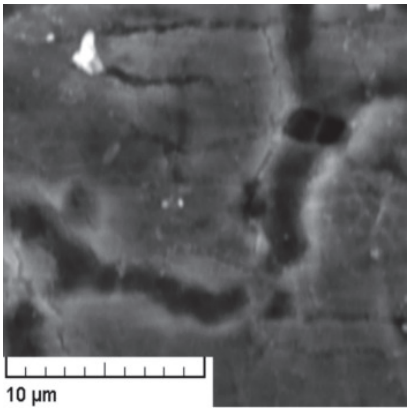


Рисунок 1. Сформированная в результате лазерного воздействия структура металлического материала, содержащая открытые поры различных форм

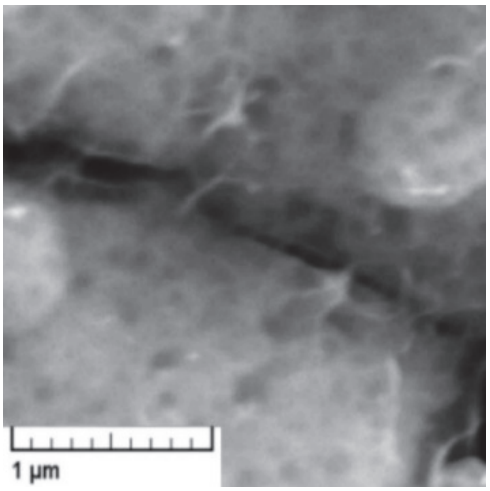


Рисунок 2. Изображение характерных нанопор канального типа шириной ~ 100 нм

Предполагается, что основным механизмом образования нанопористой структуры является сублимация компонента сплава с более высокой упругостью паров (цинка). В материале создается градиент концентраций, и в дальнейшем данный компонент сублимирует в той мере, в какой обеспечивается его диффузионная доставка к поверхности. С течением времени толщина обедненного цинком слоя увеличивается, и диффузия становится лимитирующим фактором процесса сублимации. Условием для интенсификации массопереноса в твердой фазе металлических материалов является нестационарная локальная деформация, вызываемая высокоэнергетическим внешним воздействием.

Измерение виброскорости проводили с помощью цифрового виброметра PDV 100. Измеряемый частотный диапазон составлял 0,5…16000 Гц. При внешнем воздействии лазерного излучения с частотой 100; 1000; 5000 Гц исследовались вынужденные колебания образцов из латуни Л62. Установлено, что вне зависимости от частоты внешнего лазерного воздействия максимальные значения виброскоростей V имели место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. Установлено, что на частотах f более 700 Гц значения виброскоростей не превышало 0,0035 мм/с. С повышением температуры нагрева наблюдался некоторый сдвиг частотного диапазона в сторону больших значений, что можно объяснить изменением модуля нормальной упругости. Спектр виброскорости представлен на рисунке 3. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок (рисунок 4). В этом случае образования нанопор в металлическом материале не происходит.

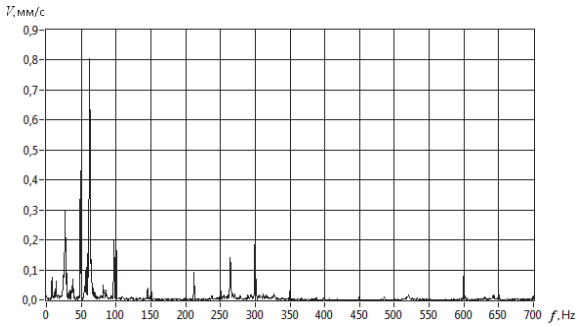


Рисунок 3. Спектр виброскорости образца при лазерном воздействии с частотой 100 Гц

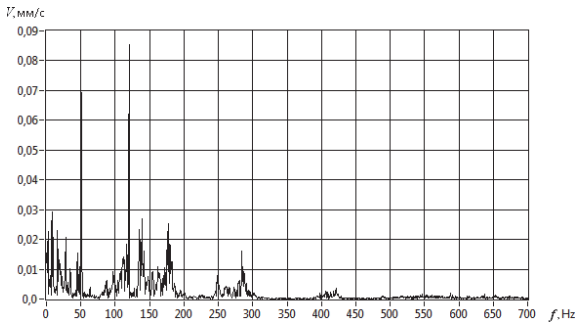


Рисунок 4. Спектр виброскорости образца при применении демфирующего устройства

Выводы

Определены условия образования нанопор в металлических материалах при лазерном импульсно-периодическом воздействии. В качестве материала образцов выбран двухкомпонентный Cu-Zn сплав латунь Л62. При средней мощности лазерного излучения 250…300 Вт частота следования импульсов составляла 100; 1000; 5000 Гц. Лазерная обработка с использованием импульсно-периодического излучения при температуре, не превышающей температуру плавления, позволяет формировать устойчивое напряженное состояние на поверхности образцов. После лазерного воздействия на поверхности металлического материала формируется структура, содержащая достаточно равномерно распределенные по площади открытые поры. Лазерная обработка создает в

приповерхностном слое нанопористую структуру. При выбранных температурно-скоростных режимах обработки происходит преимущественное образование нанопор канального типа шириной ~100 нм, формирующих нанопористую сеть. Проведено измерение вибрационных характеристик образцов. Установлено, что вне зависимости от частоты внешнего воздействия максимальные значения виброскоростей имеют место при практически одинаковых частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. При таких условиях происходит образование нанопористых структур. Применение демфирующего устройства приводит к снижению значений виброскоростей на порядок. В этом случае образования нанопор в металлическом материале не происходит.

Список использованных источников

[1] Meshkov, Yu.Ya., Gertsriken, D.S., Mazanko, V.F. (1997) Mechanism of accelerated mass transfer in metals under pulse loading. Metal Physics and Advanced Technologies. 16 (4), pp. 431-433.

[2] Gertsriken, D.S., Ignatenko, A.I., Mazanko, V.F., Mironova, O.A., Fal'Chenko, Yu.V., Kharchenko, G.K. (2005) Determining the duration of mass transfer and the temperature of metal subjected to pulsed deformation. Physics of Metals and Metallography. 99 (2), pp. 187-193.

[3] Pogorelov, A.E., Ryaboshapka, K.P., Zhuravlyov, A.F. (2002) Mass transfer mechanism in real crystals by pulsed laser irradiation. Journal of Applied Physics. 92 (10), pp. 5766-5771. DOI: 10.1063/1.1512972

[4] Kazanskiy, N.L., Murzin, S.P., Osetrov, Y.L., Tregub, V.I. (2011) Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action. Optics and Lasers in Engineering. 49 (11), pp. 1264-1267. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2011.07.001

[5] Murzin, S.P. Exposure to laser radiation for creation of metal materials nanoporous structures. Optics and Laser Technology. 48, pp. 509-512. DOI: 10.1016/j.optlastec.2012.11.031

[6] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Melnikov, A.A., Tregub, N.V. (2013) Application of radiation focusators for creation of nanoporous metal materials with high specific surface area by laser action. Computer Optics. 37 (2), pp. 226-232.

[7] Murzin, S.P., Kazanskiy, N.L. (2012) Creation of metal materials nanoporous structures under the action of laser radiation. In: 20th International Conference on Advanced Laser Technologies ALT' 12: Book of Abstracts; 2012, Sep 2-6; Thun, Switzerland; pp. 293-294.

RESEARCH ON VIBRATION CHARACTERISTICS AND DETERMINATION OF THE CONDITIONS OF NANOPORES FORMATION IN METAL MATERIALS BY LASER EXPOSURE

Serguei P. Murzin,
Alexander A. Igolkin,
Luiza F. Musaakhunova

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
murzin@ssau.ru

The conditions of nanopores formation in metal materials by pulse periodic-laser were defined. Two-component alloy of Cu-Zn - brass L62 was chosen as experimental sample. Laser treatment of pulse-periodic radiation enables to form a stable stress state on the sample surface at a temperature that does not exceed the melting point. A structure containing open pores fairly evenly distributed over the area is formed after laser exposure on the surface of the metal material. The channel type nanopores with a width of ~100 nm were formed at the chosen temperature-rate processing modes, this nanopores form a nanoporous medium. Likewise the vibration speed measurements of the samples were carried out. Regardless of the external laser exposure frequency the maximum values of the vibration speed occur at almost the same frequencies corresponding to the natural oscillation frequencies, under such conditions the nanoporous structures are formed. Damping device application significantly reduces the vibration speed values. In this case, the formation of the nanopores in the metallic material does not occur.

Key words: *vibration speed; metal material; laser exposure; nanoporous structure; frequency.*

References

[1] Meshkov, Yu.Ya., Gertsriken, D.S., Mazanko, V.F. (1997) Mechanism of accelerated mass transfer in metals under pulse loading. Metal Physics and Advanced Technologies. 16 (4), pp. 431-433.

[2] Gertsriken, D.S., Ignatenko, A.I., Mazanko, V.F., Mironova, O.A., Fal'Chenko, Yu.V., Kharchenko, G.K. (2005) Determining the duration of mass transfer and the temperature of metal subjected to pulsed deformation. Physics of Metals and Metallography. 99 (2), pp. 187-193.

[3] Pogorelov, A.E., Ryaboshapka, K.P., Zhuravlyov, A.F. (2002) Mass transfer mechanism in real crystals by pulsed laser irradiation. Journal of Applied Physics. 92 (10), pp. 5766-5771. DOI: 10.1063/1.1512972

[4] Kazanskiy, N.L., Murzin, S.P., Osetrov, Y.L., Tregub, V.I. (2011) Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action. Optics and Lasers in Engineering. 49 (11), pp. 1264-1267. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2011.07.001

[5] Murzin, S.P. Exposure to laser radiation for crea-tion of metal materials nanoporous structures. Optics and Laser Technology. 48, pp. 509-512. DOI: 10.1016/j.optlastec.2012.11.031

[6] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Melnikov, A.A., Tregub, N.V. (2013) Application of radiation focusators for creation of nanoporous metal materials with high specific surface area by laser action. Computer Optics. 37 (2), pp. 226-232.

[7] Murzin, S.P., Kazanskiy, N.L. (2012) Creation of metal materials nanoporous structures under the action of laser radiation. In: 20th International Conference on Advanced Laser Technologies ALT' 12: Book of Abstracts; 2012, September 2-6; Thun, Switzerland; pp. 293-294.

УДК 544.77

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРОСКОРОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ НАНОПОРИСТОЙ СТРУКТУРЫ В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ МАТЕРИАЛЕ ЛАЗЕРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ С ТЕРМОЦИКЛИРОВАНИЕМ

С.П. Мурзин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
murzin@ssau.ru

Определены режимы импульсно-периодического лазерного воздействия с термоциклированием, при котором в центре зоны термического влияния в исследуемом материале латуни Л62 образуется участок с гофрообразным рельефом, имеющий четкую границу. Установлено, что при импульсно-периодическом лазерном воздействии с термоциклированием в поверхностном слое материала формируются субмикрополости клиновидной формы, которые сужаются у своих краев с образованием протяженных наноразмерных каналов шириной не более 100 нм. Воздействие лазерного импульсно-периодического излучения с частотой следования импульсов 3 Гц на однофазную латунь толщиной 0,05 мм приводит к формированию наноразмерных полостей вследствие накопления внутренних напряжений при циклическом нагреве и охлаждении с высокими скоростями. Проведено определение виброскорости образцов в частотном диапазоне 0,5…16000 Гц. При исследовании вынужденных колебаний выявлено, что максимальные значения виброскорости имеют место при частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. Применение демфирующего устройства обуславливает снижение значения виброскорости почти на порядок. При таких условиях поры образуются, но с несколько меньшей интенсивностью.

***Ключевые слова**: Термоциклирование; образец, латунь; полость наноразмерная; виброскорость*

1 Введение

Нанопористые материалы обладают рядом уникальных физических свойств, что определяет основные области их применения в таких развивающихся отраслях, как биотехнология, водородная и углеводородная энергетика, а также при решении ряда важнейших вопросов, связанных с подготовкой и очисткой питьевой воды [1-3]. Прогрессивным направлением создания на поверхности нанопористых металлических материалов является применение лазерного воздействия. Так, в работах [4-6] определены условия формирования лазерным воздействием нанопористых структур в металлическом материале – сплаве системы Cu-Zn латунь Л62. Условием для интенсификации массопереноса в твердой фазе металлических материалов является нестационарная локальная деформация, вызываемая высокоэнергетическим внешним воздействием. Лазерное импульсно-периодическое воздействие с частотой следования импульсов от 100 до 5000 Гц позволяет формировать устойчивое напряженное состояние на поверхности образцов. Впервые в работах [7-9] определена возможность формирования на поверхности металлических материалов нанопористых структур циклическим упругопластическим деформированием, реализуемая при лазерном воздействии с частотой импульсно-периодического излучения от единиц Hz, что позволяет осуществить процессы формирования нанопористых структур с использованием гораздо более широкой номенклатуры лазеров. В этом случае причиной формирования наноразмерных полостей в сплавах является образование и коагуляция вакансий под действием внутренних напряжений, возникающих вследствие зонального высокоэнергетического воздействия, сопровождающегося значительным разогревом металла. Целью работы является определение виброскорости образцов при формировании нанопористой структуры в металлическом материале импульсно-периодическим лазерным воздействием с термоциклированием, что предоставляет

возможность повысить эффективность технологического процесса.

2 Исследуемый материал и экспериментальная установка

В качестве исследуемого материала выбран двухкомпонентный сплав системы Cu-Zn латунь Л62, содержащий 60,5…63,5 % меди. Данная латунь является однофазной, отличается высокой пластичностью, достаточной прочностью и коррозионной стойкостью, пригодна для изготовления сварных и паяных изделий. Предварительно шлифованные образцы размером 25×20 мм^2 из латуни толщиной 0,05 мм либо размещались на подложке из материала с низкой теплопроводностью, либо фиксировались в установочное приспособление при минимальной площади контакта с держателями.

Воздействие на образцы из сплава системы Cu-Zn осуществляли с использованием газового CO_2-лазера ROFIN DC 010 с диффузионным охлаждением и высокочастотной накачкой. Выходная средняя мощность лазера в импульсно-периодическом режиме генерации выбиралась в диапазоне 250…350 Вт при частоте следования импульсов 2…5 Гц, диаметр исходного пучка с гауссовским распределением интенсивности составлял 20 мм. Требуемые температурно-скоростные режимы лазерной обработки для реализации необходимого воздействия на ограниченный по площади и глубине объем материала с целью формирования нанопористых структур определялись при изменении мощности излучения, частоты следования импульсов и размеров светового пятна на поверхности образцов.

3 Результаты экспериментальных исследований и обсуждение

Исследовалось воздействие импульсно-периодического лазерного излучения для формирования в латуни Л62 нанопористой структуры. Определены режимы импульсно-периодического лазерного воздействия с термоциклированием, при котором в центре зоны термического влияния в исследуемом материале образуется участок с гофрообразным рельефом, имеющий четкую границу. При этом средняя мощность лазерного излучения составила 300 Вт, а частота следования импульсов - 3 Гц. Образование складок является признаком увеличения объема локального участка двухкомпонентной латуни в зоне наибольших перепадов температур.

Исследование тонкой структуры материала проводились с использованием растрового электронного микроскопа VEGA\\ SB, Tescan. Установлено, что термоциклирование приводит к существенным качественным изменениям в структуре материала. В результате проведенных исследований структуры сплава Л62 на шлифах с плоскостью, расположенной перпендикулярно к обработанной поверхности, методом растровой электронной микроскопии установлено следующее. При импульсно-периодическом лазерном воздействии с термоциклированием медно-цинкового сплава в поверхностном слое материала формируются субмикрополости клинообразной формы, которые сужаются у своих краев с образованием протяженных наноразмерных каналов шириной не более 100 нм. Тонкая структура медно-цинкового сплава после термоциклирования представлена на рисунке 1. Воздействие лазерного импульсно-периодического излучения с частотой следования импульсов 3 Гц на сплав системы Cu-Zn - однофазную латунь толщиной 0,05 мм приводит к формированию наноразмерных полостей вследствие накопления внутренних напряжений при циклическом нагреве и охлаждении с высокими скоростями.

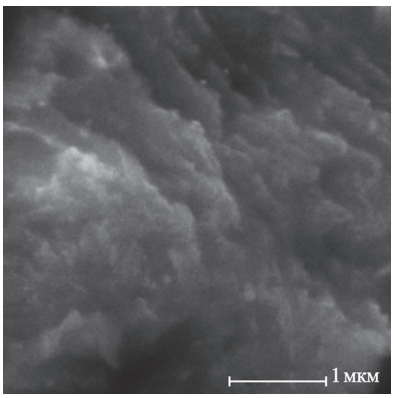


Рисунок 1. Тонкая структура медно-цинкового сплава после термоциклирования, выявленная с использованием аналитического растрового электронного микроскопа VEGA\\ SB, Tescan

Влияние температурных градиентов поясняется следующим. При лазерном воздействии локальный участок на поверхности образца нагревается, в то время как остальной материал остается холодным. Это приводит к возникновению растягивающих напряжений в центре зоны термического влияния и сжимающих напряжений на ее периферии. Поскольку при нагреве материала снижается величина его предела текучести, в центре зоны термического влияния происходит пластическая деформация. По мере выравнивания температуры с течением времени в материале возникают напряжения противоположного знака: сжимающие в центре зоны термического влияния и растягивающие на ее периферии. При этом на первой стадии при нагреве частично устраняются дефекты, присутствующие в металлическом сплаве в исходном состоянии. Затем под влиянием термических напряжений происходит образование новых дислокаций и их скоплений, избыточных вакансий. В результате разупрочнение, имеющее место на первой стадии, сменяется упрочнением.

Неравномерный нагрев и изменение объема материала вследствие температурного расширения, структурных и фазовых превращений приводят к возникновению упругих и пластических деформаций. Пластические деформации в материале при его охлаждении являются причиной накопления остаточных напряжений. Если величина внутренних напряжений превышает предел текучести, то образуются локальные деформации. При превышении предела прочности – зарождаются несплошности. В зависимости от распределения компонентов сплава в зоне термического влияния происходит высокоскоростное изменение участков с преобладанием растягивающих и сжимающих напряжений, что приводит к образованию наноразмерных полостей. Энергия, подводимая к образцу, быстро отводится в прилегающие области за счет теплопроводности. При реализации выбранных режимов импульсно-периодическое лазерное воздействие обеспечивает локальность по глубине и площади физических процессов, протекающих в зоне термического влияния, при сохранении исходных свойств материала и отсутствии значительных деформаций в остальном объеме.

С помощью цифрового виброметра PDV 100 проводили определение виброскорости образцов из латуни Л62 в частотном диапазоне 0,5…16000 Гц. Осуществлялось лазерное воздействие с частотой 3 Гц, приводящее к образованию нанопористых структур. При исследовании вынужденных колебаний выявлено, что максимальные значения виброскорости имеют место при частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. Повышение температуры материала образцов приводит к сдвигу частотного диапазона в сторону больших значений, что объясняется изменением модуля нормальной упругости материала. На рисунке 2 представлен характерный спектр виброскорости. Применение демфирующего устройства обуславливает снижение значения виброскорости почти на порядок. При таких условиях поры образуются, но с несколько меньшей интенсивностью.

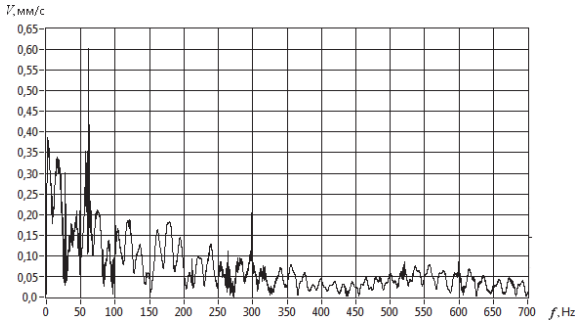


Рисунок 2. Спектр виброскорости образца при лазерном воздействии с частотой 3 Гц

4 Выводы

Определены режимы импульсно-периодического лазерного воздействия с термоциклированием, при котором в центре зоны термического влияния в исследуемом материале латуни Л62 образуется участок с гофрообразным рельефом, имеющий четкую границу. Установлено, что термоциклирование приводит к существенным качественным изменениям в структуре материала. При лазерном воздействии с термоциклированием медно-цинкового сплава в поверхностном слое материала формируются субмикрополости клиновидной формы, которые сужаются у своих краев с образованием протяженных наноразмерных каналов шириной не более 100 нм.

Воздействие лазерного импульсно-периодического излучения с частотой следования импульсов 3 Гц на однофазную латунь толщиной 0,05 мм приводит к формированию наноразмерных полостей вследствие накопления внутренних напряжений при циклическом нагреве и охлаждении с высокими скоростями. При реализации выбранных режимов импульсно-периодическое лазерное воздействие обеспечивает локальность по глубине и площади физических процессов, протекающих в зоне термического влияния, при сохранении исходных свойств материала и отсутствии значительных деформаций в остальном объеме. Проведено определение виброскорости образцов из латуни Л62 в частотном диапазоне 0,5…16000 Гц. При исследовании вынужденных колебаний выявлено, что максимальные значения виброскорости имеют место при частотах, соответствующих частотам собственных колебаний. Применение демфирующего устройства обуславливает снижение значения виброскорости почти на порядок. При таких условиях поры образуются, но с несколько меньшей интенсивностью.

Список использованных источников

[1] Heo, K., Yoon, J., Jin, K.S., Jin, S., Ree, M. (2006) Characterisation of pore structures in nanoporous materials for advanced bionanotechnology. IEE Proceedings: Nanobiotechnology. 153(4), pp. 121-128. DOI: 10.1049/ip-nbt:20050020

[2] Zhang, J., Li, C.M. (2012) Nanoporous metals: fabrication strategies and advanced electrochemical applications in catalysis, sensing and energy systems. Chemical Society Reviews. 41(21), pp. 7016-7031. DOI: 10.1039/c2cs35210a

[3] Jin, H.-J. Weissmüller, J. (2010) Bulk nanoporous metal for actuation. Advanced engineering materials. 12(8), pp. 714-723. DOI: 10.1002/adem.200900329

[4] Kazanskiy, N.L., Murzin, S.P., Osetrov, Y.L., Tregub, V.I. (2011) Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action. Optics and Lasers in Engineering. 49 (11), pp. 1264-1267. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2011.07.001

[5] Murzin, S.P. Exposure to laser radiation for creation of metal materials nanoporous structures. Optics and Laser Technology. 48, pp. 509-512. DOI: 10.1016/j.optlastec.2012.11.031

[6] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Melnikov, A.A., Tregub, N.V. (2013) Application of radiation focusators for creation of nanoporous metal materials with high specific surface area by laser action. Computer Optics. 37 (2), pp. 226-232.

[7] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Shokova, E.V., Tregub, N.V. (2013) Thermocycling with pulse-periodic laser action for formation of nanoporous structure in metal material. Computer Optics. 37 (1), pp. 99-104.

[8] Murzin, S.P. (2014) Synthesis of metal materials nanoporous structures with cyclic elasto-plastic deformation under laser treatment using radiation focusators. Computer Optics. 38 (2), pp. 249-255.

[9] Murzin S.P., Kazanskiy N.L. (2013) Laser-aided formation of nanoporous structures in metal materials with the application of DOE-based optical systems. In: International Conference on Lasers, Applications, and Technologies (LAT 2013); 2013, June 18-22; Moscow, Russia; paper No. LFI3, 2 p.

SAMPLES VIBRATION DETERMINATION DURING THE FORMATION OF NANOPOROUS STRUCTURES IN THE METAL MATERIAL BY LASER EXPOSURE WITH THERMAL CYCLING

Serguei P. Murzin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
murzin@ssau.ru

The modes of pulse-periodic laser exposure with thermal cycling were defined. An area with a crimped relief and clear boundary was formed in the center of the heat affected zone in the sampling material of the brass L62 during the thermal cycling. It has been found that during pulse-periodic laser exposure with thermal cycling the wedge-shaped submicrocavities were formed in the surface layer of the material. this submicrocavities converge at their edges with formation of extensive nanosize channels with widths not more than 100 nm. The pulse-periodic laser exposure with a pulse repetition frequency of 3 Hz for single-phase brass of 0.05 mm thickness leads to the formation of nanoscale cavities due to the accumulation of internal stresses during cyclic heating and cooling at high speeds. The determination of vibration speed in the frequency range from 0.5 to 16000 Hz was carried out. It was revealed in the study of forced oscillations that the maximum values of vibration speed occur at frequencies corresponding to the natural vibration frequencies. The application of the damping device causes significant reduction in vibration speed, under such conditions the pores are formed, but with slightly less intensity.

Key words: *Thermal cycling; sample, brass; nanoscale cavity; vibration speed*

References

[1] Heo, K., Yoon, J., Jin, K.S., Jin, S., Ree, M. (2006) Characterisation of pore structures in nanoporous materials for advanced bionanotechnology. IEE Proceed-ings: Nanobiotechnology. 153(4), pp. 121-128. DOI: 10.1049/ip-nbt:20050020

[2] Zhang, J., Li, C.M. (2012) Nanoporous metals: fabrication strategies and advanced electrochemical applications in catalysis, sensing and energy systems. Chemical Society Reviews. 41(21), pp. 7016-7031. DOI: 10.1039/c2cs35210a

[3] Jin, H.-J. Weissmüller, J. (2010) Bulk nanoporous metal for actuation. Advanced engineering materials. 12(8), pp. 714-723. DOI: 10.1002/adem.200900329

[4] Kazanskiy, N.L., Murzin, S.P., Osetrov, Y.L., Tregub, V.I. (2011) Synthesis of nanoporous structures in metallic materials under laser action. Optics and Lasers in Engineering. 49 (11), pp. 1264-1267. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2011.07.001

[5] Murzin, S.P. Exposure to laser radiation for crea-tion of metal materials nanoporous structures. Optics and Laser Technology. 48, pp. 509-512. DOI: 10.1016/j.optlastec.2012.11.031

[6] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Melnikov, A.A., Tregub, N.V. (2013) Application of radiation focusators for creation of nanoporous metal materials with high specific surface area by laser action. Computer Optics. 37 (2), pp. 226-232.

[7] Murzin, S.P., Tregub, V.I., Shokova, E.V., Tregub, N.V. (2013) Thermocycling with pulse-periodic laser action for formation of nanoporous structure in metal material. Computer Optics. 37 (1), pp. 99-104.

[8] Murzin, S.P. (2014) Synthesis of metal materials nanoporous structures with cyclic elasto-plastic deforma-tion under laser treatment using radiation focusators. Com-puter Optics. 38 (2), pp. 249-255.

[9] Murzin S.P., Kazanskiy N.L. (2013) Laser-aided formation of nanoporous structures in metal materials with the application of DOE-based optical systems. In: Interna-tional Conference on Lasers, Applications, and Technolo-gies (LAT 2013); 2013, June 18-22; Moscow, Russia; paper No. LFI3, 2 p.

УДК 537.566:621.375.826

ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛАЗЕРНО-ИНДУЦИРОВАННОЙ ФЛУОРЕСЦЕНЦИИ

В.Н. Азязов

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация, 443123
azyazov@fian.smr.ru

А.П. Торбин,
А.А. Чернышов

Самарский филиал Физического института им П.Н. Лебедева РАН
Ново-Садовая, 221, г. Самара, Российская Федерация, 443011
chak@fian.smr.ru

М. Хэвен
Университет Эмори
Дикей Драйв, 1515,
г. Атланта, США, 30322
mheaven@emory.edu

Лазерно-индуцированная флуоресценция (ЛИФ) является одним из методов визуализация смешения и поля скоростей газовых потоков. Метод позволяет изучать газовые потоки в реактивных двигателях с высоким пространственным и временным разрешением с минимальными возмущениями потока. Природа сверхзвукового потока такова, что в ней происходят сильные изменения давления, температуры и плотности. Это может вносить сильную ошибку в интерпретацию полученной картины, поскольку интенсивность ЛИФ зависит не только от концентрации флюоресцирующей частицы, но и от времени жизни возбужденной частицы в среде. Скорость тушения возбужденной частицы, как правило, зависит от температуры газового потока. Поэтому для точной интерпретации полученного изображения необходимо знать зависимости констант скорости тушения возбужденной частицы от температуры и локальные значения температур. В данной работе разработана методика измерения температурной зависимости констант скоростей столкновительной дезактивации флюоресцирующей частицы с использованием ЛИФ.

***Ключевые слова**: Визуализация; лазерно-индуцированная флуоресценция; константа скорости; сверхзвуковое сопло; йод*

1 Введение

Визуализация газодинамических потоков важно как для практических, так и теоретических задач. Традиционные диагностические методы с использованием трубок Пито, термоанемометра, визуализации потока добавлением частиц, и т.д., в принципе дают богатую информацию о характеристиках потока, но возмущают поток. Бесконтактная диагностика, основанная на возбуждении молекул газа когерентным излучения с последующей флуоресценцией, привлекательна тем, что она обеспечивает измерение локальных характеристик потока с минимальными возмущениями. Лазерно-индуцированная флуоресценция (ЛИФ) используется для бесконтактной диагностики газовых потоков сверхзвуковых сопел из-за того что ЛИФ не вносит возмущений и обеспечивает информацией с высоким временным и пространственным разрешением.

Существует целый ряд частиц, добавление которых в газовый поток с последующим возбуждением лазерным излучением, дающие отчетливую визуализацию потока с хорошим временным и пространственным разрешением [1, 2]. Одним из таких частиц является молекула йода. Он имеет ряд преимуществ: интенсивная широкая полоса поглощения в видимой области спектра; люминесценция в видимой области спектра, где существуют быстрые и чувствительные CCD камеры; относительно высокое давление насыщенных паров. Природа сверхзвукового потока такова, что в ней происходят сильные изменения давления, температуры и плотности. Это может вносить сильную ошибку в интерпретацию полученной картины, полученной с использованием ЛИФ. Полезно создание модели для I_2 флуоресценции, которая бы учитывала изменения термодинамических параметров при описании излучения фотонов. Она позволит количественно характеризовать изменения плотности, хотя

и с учетом интерпретации, и предоставит инструмент для проверки достоверности расчетных газодинамических моделей.

Интенсивность ЛИФ зависит не только от концентрации флюоресцирующей частицы, но и от времени жизни возбужденной частицы в среде. Скорость тушения возбужденной частицы, как правило, зависит от температуры газового потока и плотности газовой среды. Эти два параметра принципиально меняются в сверхзвуковом потоке. Поэтому для точной интерпретации полученного изображения необходимо знать зависимости констант скорости тушения возбужденной частицы (в нашем случае $I_2(B,v)$) от температуры.

В данной работе проводятся измерения константы скорости тушения $I_2(B)$ на N_2 в температурном интервале от 150 до 295 K с использованием сверхзвукового сопла для охлаждения газового потока и ЛИФ.

2 Экспериментальная установка

На рисунке 1 показан разрез используемого сопла Лаваля. Критическое сечение сопла составляло 2×20 мм^2. Давление газа измерялась в докритической части сопла P_1, в критике P_2, и в сверхзвуковой части P_3-P_{10}. На вход сопла подавался смесь газов с I_2-M, где M=N_2, O_2 или He. Смесь газов приготавливался путем пропускания газа носителя N_2, O_2 или He сквозь кристаллы йода при комнатной температуре. Данное сопло позволяло получать числа Маха вплоть до 2,6, которое определялось по измерениям давлений в трубке Пито и в сопле.

Переход $I_2(X \rightarrow B)$ возбуждался короткими импульсами от перестраиваемого лазера на красителе накачиваемого Nd/YAG лазером с длиной волны около 577 нм. Ширина линии лазерного излучения составила 0,06 см$^{-1}$, достаточной чтобы разрешить вращательную структуру перехода B-X. Лазерный пучок был направлен перпендикулярно газовому потоку. Лазерно-индуцированная флуоресценция детектировалась вдоль оси потока. Вращательная температура определялась с использованием программы воспроизводящего спектр излучения йода [3].

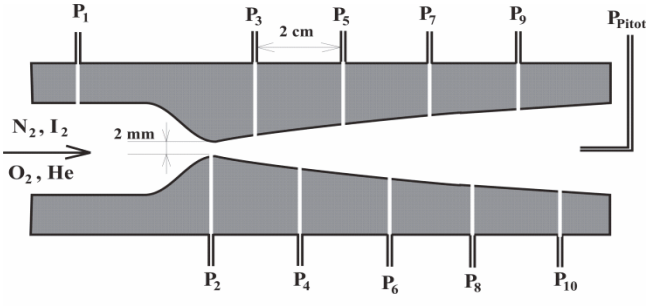


Рисунок 1. Сечение сверхзвукового сопла

На рисунке 2 приведен спектр ЛИФ при изменении длины излучения возбуждающего лазерного излучения для двух температур газа.

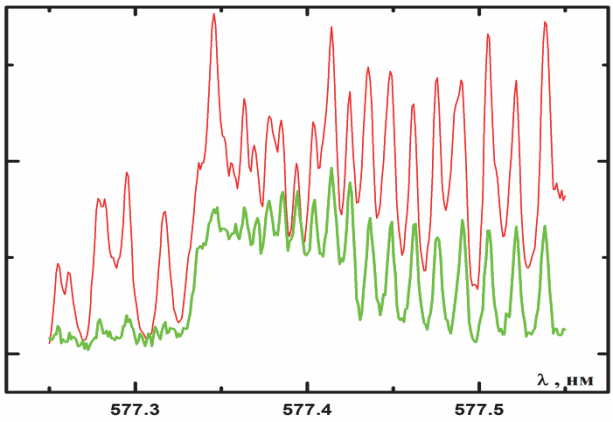


Рисунок 2. спектр ЛИФ молекулярного йода в зависимости от длины волны возбуждающего лазерного излучения. Верхняя кривая для T=295 K, нижняя кривая для T=130 K.

3 Результаты измерений

На рисунке 3 представлен временные зависимости сигнала ЛИФ для трех значений температуры. Видно, что время дезактивации увеличивается с уменьшением температуры.

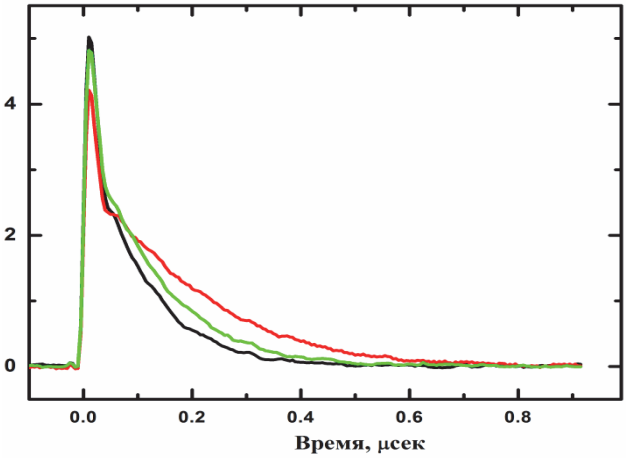


Рисунок 3. Типичные временные зависимости ЛИФ сигнала для трех температур газа 117 K – верхняя кривая, 144 K – средняя кривая и 295 K – нижняя кривая

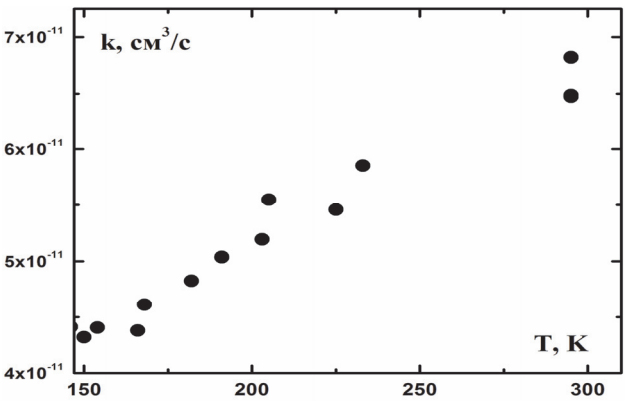


Рисунок 4. Измеренные значения константы скорости дезактивации $I_2(B)$ на N_2 от температуры

Из временных зависимостей подобных тем, что представлены на рисунке 3 были определены значения констант скоростей тушения $I_2(B)$ на N_2 в температурном интервале от 150 до 295 K. На рис. 4 представлены значения константы скорости дезактивации $I_2(B)$ на N_2. Видно, что значение константы скорости линейно растет с повышением температуры газа. При изменении температуры газа с 150 K до 295 K константа скорости увеличилась в 1,6 раза.

4 Заключение

В работе впервые измерена температурная зависимость константы скорости дезактивации $I_2(B)$ на молекулярном азоте в интервале температур газа 150-295 K. Значение константы линейно зависит от температуры. Полученная температурная зависимость необходима для интерпретации интенсивности люминисценции молекулярного йода в экспериментах по визуализации процессов смешения сверхзвуковых газовых потоков [2], где реализуются высокие температурные градиенты.

Список использованных источников

[1] Wrobel N.H. and Pratt N.H. (1978) Laser Induced Sodium Fluorescence Measurements in a Turbulent Propane Diffusion Flame. *17 *International Symposium on Combustion, Leeds*.

[2] Zagidullin M.V., Nikolaev V.D., Svistun M.I., Khvatov N.A., Hager G.D. (2005) Characteristics of the gain medium for an ejector COIL with supersonic nozzles for the driver buffer gas. *Applied Physics A*, 81, pp. 311-315.

[3] Van Marter T., Heaven M.C., Plummer D. (1996). Measurement of the rate constant for the quenching of $I(^2P_{1/2})$ by $O_2(X)$ at 150 K. *Chem. Phys. Lett.* 260, pp. 201-207.

Valeriy N. Azyazov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe Shosse, 34, Samara, 443123, Russian Federation
azyazov@fian.smr.ru

Alexey P. Torbin, Alexander A. Chernyshov

Samara Branch of P.N. Lebedev Physical Institute RAS
Novo-Sadovaya, 221, Samara, 443011, Russian Federation
chak@fian.smr.ru

Michael Heaven

Emory University
Dickey Drive, 1515, Atlanta, USA, 30322
mheaven@emory.edu

GAS FLOW VISUALIZATION USING LASER-INDUSED FLUORESCENCE

Laser-induced fluorescence (LIF) is one of the methods for visualization of mixing and velocity field of supersonic flows. The method permits almost nonintrusive study of gas flow dynamics in jet engines with a high temporal and spatial resolution. The nature of supersonic flow implies large pressure, temperature and density gradients which might introduce considerable errors into interpretation of the obtained visualization patterns, because LIF intensity strongly depends upon excited particle lifetime together with its number density in the medium. An excited particle quenching rate usually depends on gas temperature. Therefore, for correct interpretation of the obtained images it is necessary to know temperature dependence of the quenching rate constants and local temperatures. In this work the method is developed to measure the temperature dependence of the quenching rate constant of the fluorescing particle using LIF.

Key words: *Visualization; laser-induced fluorescence; rate constant; supersonic nozzle; iodine*

References

[1] Wrobel N.H. and Pratt N.H. (1978) Laser Induced Sodium Fluorescence Measurements in a Turbulent Propane Diffusion Flame. *17 *International Symposium on Combustion, Leeds*

[2] Zagidullin M.V., Nikolaev V.D., Svistun M.I., Khvatov N.A., Hager G.D. (2005) Characteristics of the gain medium for an ejector COIL with supersonic nozzles for the driver buffer gas. *Applied Physics A*, 81, pp. 311-315.

[3] Van Marter T., Heaven M.C., Plummer D. (1996). Measurement of the rate constant for the quenching of $I(^2P_{1/2})$ by $O_2(X)$ at 150 K. *Chem. Phys. Lett.* 260, pp. 201-207.

УДК 629.7.036

ДИАГНОСТИКА АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ И АНАЛИЗ ТРЕНДОВ ВИБРАЦИИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.В. Посадов,
В.В. Посадов (мл),
А.Е. Ремизов

ОАО «НПО «Сатурн»,
проспект Ленина, 153
г. Рыбинск, Россия
152903
vladimir.posadov@gmail.com,
ad@rsatu.ru

При проведении стендовых испытаний газотурбинного двигателя (ГТД) выполняется контроль его вибросостояния. При этом обычно производится анализ медленно изменяющихся параметров – трендовых характеристик, которые оценивают по показаниям контрольно-измерительной аппаратуры и используют для диагностики неисправностей ГТД спектрально-корреляционные методы анализа зарегистрированной информации. С целью своевременного получения диагностической информации на основе единых подходов разработан метод исследования, диагностики аэроупругих колебаний и анализа трендов вибраций в процессе стендовых испытаний ГТД с использованием безразмерных дискриминантов, обладающих высокой чувствительностью к изменению технического состояния узлов ГТД.

Метод позволяет в процессе стендовых испытаний ГТД своевременно обнаруживать изменения, происходящие в его работе. Метод наиболее эффективен для узкополосных вибрационных процессов, применительно к ГТД с длительной наработкой и при исследовании аэроупругих колебаний. Для повышения оперативности диагностики изменений в техническом состоянии ГТД, возникающих в процессе его работы, разработана программа, позволяющая выполнять предварительную диагностику:

- аэродинамических процессов (например, флаттера), а также процессов, связанных с образованием зон срывного обтекания (вращающийся срыв);

- дефектов при анализе трендов вибраций в процессе проведения длительных стендовых испытаний (эквивалентно-циклических, ресурсных и пр.) авиационных и судовых ГТД, а также в процессе эксплуатации энергетических ГТД, в случаях, когда отсутствует возможность выполнения спектрального анализа вибраций;

- повреждений подшипника (датчик установлен на корпусе подшипника);

- повреждений зубчатых колес (датчик установлен на корпусе редуктора).

Метод, алгоритм и программа диагностики реализованы при испытаниях ГТД. В настоящее время программа усовершенствуется в части возможности выполнения прогноза о дальнейшем развитии динамического процесса с помощью рекурсивного метода Невилла. Результаты расчетов визуализированы в виде таблиц и графиков зависимостей от времени.

Ключевые слова: *Газотурбинный двигатель; диагностика; флаттер; тренд вибраций*

DIAGNOSTICS OF AEROELASTIC VIBRATIONS AND ANALYSIS OF VIBRATION TREND LINES DURING GAS TURBINE ENGINE BENCH TESTS

V.V. Posadov,
V.V. Posadov (Jr),
A.E. Remizov

JSC "NPO "Saturn",
153, Lenin ave., Rybinsk,
152903 Russia
vladimir.posadov@gmail.com
ad@rsatu.ru

During gas turbine engine bench tests, its vibration state is usually checked. In this case, analysis of slowly varying parameters (trend characteristics), that are measured with monitoring instrumentation, is performed. Spectral correlation methods of recorded information analysis are used to realize failure diagnostics in gas turbine engines. To improve just-in-time obtainment of diagnostic information based on common approaches, the method for investigation, diagnostics of aerolastic vibrations, and vibration trend lines analysis during gas turbine engine bench tests was developed. This method uses dimensionless discriminants with high sensitivity to changes in technical condition of gas turbine engine parts. Method allows to determine opportunely different changes in operation of gas turbine engine during bench tests. The method is very efficient for narrow-band vibration processes, for gas turbine engine with long operation time, and for aerolastic vibration investigation.To improve diagnostics efficiency for changes in gas turbine engine technical state during operation, special application was developed. The application allows to perform interim diagnostics of:
- Aerodynamic processes (e.g. flutter), and processes related to initiation of separated flow zones (rotating stall);
- Defects, when vibration trend line analysis is performed during long-duration bench tests (equivalent cyclic tests, endurance tests, etc.) of aircraft and marine gas turbine engines, also in operation of gas turbine power plants (when it is not possible to perform spectral vibration analysis);
- Defects of bearings (when sensor is installed on bearing casing);
- Defects of gear wheels (when sensor is installed on gearbox casing).
Presented diagnostics method, algorithm, and application were implemented in bench tests.Currently the application is improved with Neville's recursive algorithm that helps to make the prediction of the following evolution of dynamic process. Calculation results are visualized in tables and diagrams.

Key words: *Gas turbine engine; diagnostics; flutter; vibration trend line*

УДК 62-82:62-85

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕГАЗАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ ДИНАМИЧЕСКИХ БАКОВ ОТКРЫТОГО ТИПА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ

И.Л. Павлович,
Д.Б. Красинский

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
sstend@mail.ru

Приведены результаты работ по обеспечению комбинированными системами дегазации рабочей жидкости заданных характеристик в динамических баках открытого типа гидравлических стендов с целью повышения достоверности результатов испытаний. Установлена тенденция уменьшения размеров полостей баков технологических испытательных стендов при одновременном сокращении допустимого диапазона газосодержания рабочей жидкости. Разработано комбинированная система дегазации рабочей жидкости для многополостного динамического бака открытого типа, включающая элементы дегазации жидкости гравитационным методом, методом перелива через поперечные перегородки, барботажным методом и ультразвуковым методом.
Приведены результаты испытаний предполагаемого устройства дегазации и устройства переливного типа со сливным патрубком под углом 45^0, дан анализ полученных статических и динамических характеристик.

Ключевые слова: *Гидробак, устройство дегазации жидкости*

1 Введение

Авторами проведен анализ по данным технических материалов современных и перспективных требований к рабочим жидкостям гидравлических испытательных стендов, используемых в производстве гидравлических систем авиационного, подъёмно-транспортного и другого назначения, а также в системах специального назначения, например, гидроприводах затворов и ворот шлюзового хозяйства. Проведен патентный поиск дегазационных устройств динамических баков открытого типа. Определены основные направления и средства, предлагаемые для использования в гидравлических системах с динамическими баками открытого типа.

Использование оптимальных средств очистки, осушки и дегазации рабочей жидкости позволит повысить надёжность систем гидравлических систем в условиях эксплуатации и снизить трудоемкость технического обслуживания и ремонта.

2 Теоретические исследования

Наметившаяся в настоящее время тенденция по реконструкции существующих испытательных стендов и специальных систем с гидравлическим приводом, например, для шлюзовых сооружений выдвигает новые повышенные требования к качеству и характеристикам используемых в этих системах узлов и агрегатов.

Согласно совокупности данных, представленных на IV – IX национальных симпозиумах по надёжности и качеству США, отмечены отказы различных элементов гидросистем. Интенсивность отказа элементов гидропривода находится в диапазоне от $0{,}005\times10^{-6}$ для гидроцилиндров до $12{,}1\times10^{-6}$ для насосов с сервоуправлением (регулированием). Интенсивность отказов динамических баков открытого типа оценивается величинами от $0{,}48\times10^{-6}$ до $3{,}37\times10^{-6}$ [1]

Выше приведенные значения согласуются с данными представленными в работах Е.Е. Баржанского [2].

По данным ООО «Тоско-Пром» г. Уфа (сайт http://www.tosko.ru/index.php?r= tex: industr ::::::&s=3), от 70 до 80 % отказов гидропривода происходит из-за механических примесей попавших в рабочую жидкость, причём на интенсивность изнашивания элементов гидропривода влияет наличие в рабочей жидкости воды и газа.

В настоящее время в качестве рабочих жидкостей для гидропривода судоходных гидротехнических сооружений широко применяют масло МГЕ-46В (выпускается по ТУ 38 001347-83), дополненное антиокислительными, противоизносными, депрессорными и антипенными присадками. Данное масло обладает высокой стабильностью эксплуатационных (вязкостных, противоизносных, антиокислительных) свойств, не агрессивно по отношению к материалам, применяемым в гидроприводе. Это масло нашло также применение в гидравлических системах гидростатического привода сельскохозяйственной и другой техники, работающей при давлении до 35 МПа с кратковременным его повышением до 42 МПа. Масло МГЕ-46В сохраняет работоспособность в диапазоне температур от -10 до +80 °С. Ресурс работы в гидроприводах с аксиально-поршневыми машинами достигает 2500 часов. Основные характеристики масла МГЕ-46В приведены ниже.

Кинематическая вязкость при температуре 100 ^{0}С 6 мм^2/с.

Индекс вязкости, не менее – 90

Плотность при 20 °С не более 890 кг/м^3.

До последнего времени именно обеспечение заданной чистоты рабочей жидкости, определяемой количеством и размером твердых частиц, было главной частью задачи обеспечения качественной работы гидропривода. Вопросы наличия в масле газа и воды существенным образом на качественную работу гидропривода не рассматривались.

В государственном стандарте ГОСТ 28028-89 «Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы» приведена зависимость класса чистоты жидкости и числа частиц загрязнения.

На рисунке 1 приведены фотографии на электронном микроскопе образцов масла МГЕ-46В в зависимости от класса частоты.

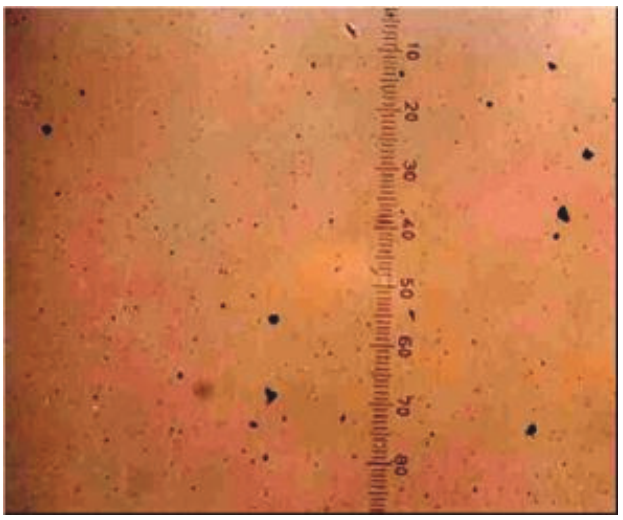


Рисунок 1. Свежее масло 11 кл с загрязнителем

Анализ данных, представленных в технической литературе, показывает необходимость оценки влияния на качество работы гидропривода также воды и воздуха, которые усиливают процессы износа деталей и окисление масла.

На рисунках 2 и 3 приведены фотографии на электронном микроскопе образцов масла МГЕ-46В подвергшиеся окислению, содержащие воду.

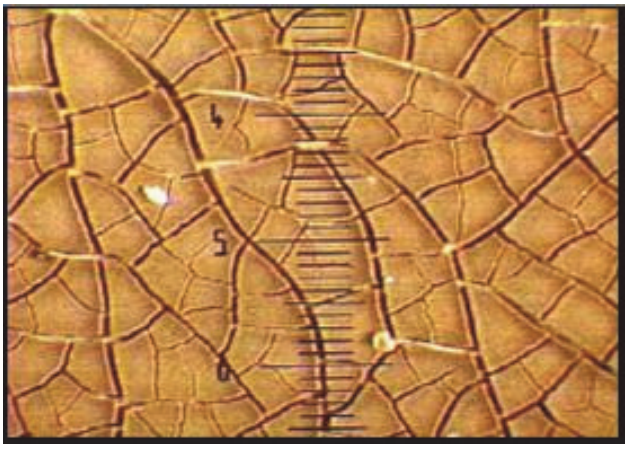


Рисунок 2. Образцы масла,
содержащие«жгуты окисления»

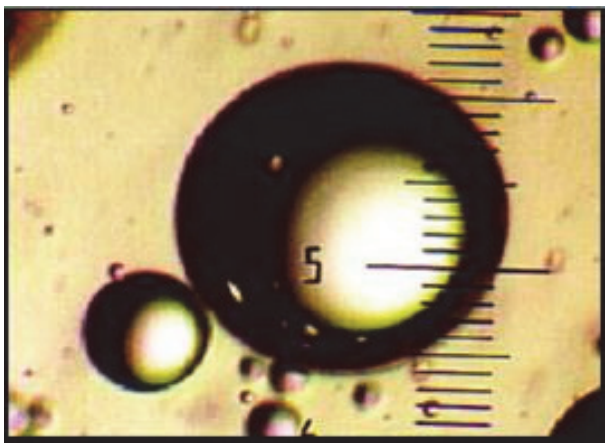


Рисунок 3. Образцы масла, подвергшиеся окислению, содержащие воду

До настоящего времени задача борьбы с загрязнением решалась в основном как на этапе заправки гидробака рабочей жидкостью, так и в процессе непосредственной эксплуатации гидропривода за счёт различных технических решений, не допускающих попадания в рабочую жидкость воды или каких-либо других технологических жидкостей, а также пыли, стружки, грязи или иных твердых примесей. Содержание таких загрязнений может колебаться в пределах 0,004-0,021% по массе.

Согласно данным, представленным Р.А. Макаровым [3], загрязнение рабочей жидкости гидропривода на примере работы строительно-дорожных машин увеличивается до10% (от нормированных значений), а при замене и доливе ее — загрязнение соответственно увеличивается до 37 или 50 %. Около 3 % механических включений остается в гидросистеме после ее изготовления или ремонта машины. Загрязнение рабочей жидкости механическими примесями является основной причиной снижения надёжности гидропривода.

Для борьбы с естественным внешним загрязнением (например, возникающим при прокачке рабочей жидкости по системам трубопроводов) широкое применение нашло использование различных типов фильтров, работающих в режиме полнопоточной или пропорциональной фильтрации. Эти фильтры устанавливались во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы. В отдельных случаях производилась установка комбинаций фильтров различных систем.

Согласно данным реферата «Рабочие жидкости гидросистемы», представленным на сайте http://xreferat.ru/66/845-3-rabochie-zhidkosti.html, при соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удаётся повысить надёжность гидроприводов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50 %.

С учетом возможности значительного повышения работоспособности сборочных единиц гидропривода, очистка рабочей жидкости в процессе эксплуатации приобретает особую значимость. Причем важно обеспечить тонкость очистки 5-10 мкм.

По зарубежным данным, 90 % отказов гидропривода происходит из-за механических примесей в жидкости, причем на интенсивность изнашивания элементов гидропривода влияют размеры частиц. Так, снижение размеров частиц с 20 до 5 мкм увеличивает ресурс аксиально-поршневых насосов более чем на порядок, а других элементов гидроаппаратуры - в 7 раз.[4]

Согласно оценке фирмы НПП «Эпром Инжиниринг» (г. Запорожье, Украина) представленным на сайте www.eprom.net.ua - вода является второй главной (после твердых загрязнений) причиной неполадок и аварий в гидравлических и смазочных системах, приводящей к возникновению отказа в работе системы.

К последствиям попадания воды в масло могут быть отнесены:

- неожиданные аварии (склеивание и блокирования компонентов продуктами старения масла и химических реакций; замерзание компонентов при низких температурах);
- проблемы с системой регулирования и управления;
- ускоренный износ компонентов (кавитации; коррозия; уменьшение несущих свойств смазочных пленок);
- ускоренный процесс потери качества рабочей жидкости (химические реакции с присадками; ускоренное старение рабочей жидкости в результате гидролиза).

Старение масла является сложной химической реакцией возникающей из-за:

- окисления (химическая реакция с кислородом),
- гидролиза (химическая реакция с водой),
- появления в результате цепной реакции износа «свободных радикалов» и твердых частиц меди и железа, имеющих каталитические свойства.

Установлено, что скорость процессов старения в определенной степени зависит от рабочей температуры технологической жидкости.

В последнее время в связи с использованием все более мощных силовых элементов и гидравлических систем значительной протяженности все большее значение приобретает проблема обеспечения стабильности характеристик рабочей жидкости.

Проработка совокупности информационных источников позволяет определить два основных пути решения выше обозначенной проблемы.

Первый путь - разработка новых жидкостей, например, на основе эфиров. Такие жидкости использованы в гидроприводе проекта «Национальное единство», ФРГ.

Второй путь - улучшение характеристик традиционно применяемых жидкостей, основу которых составляют минеральные масла, в том числе синтетические. В настоящее применение этих масел в РФ составляя до 90 % [3] от общего объема используемых гидравлических жидкостей.

Улучшение свойств масел достигается путем внесением в них соответствующих присадок [4, 5], а их стабилизация производится за счёт присадок и специальных методов обработки масел, таких как диспергирование и дегазация [6, 7, 8].

В работе «Исследование рабочего процесса и методика расчёта установки для дегазации минеральных масел гидроприводов» (http://www.dissercat.com/content/issledovanie-rabochego-protsessa-i-metodika-rascheta-ustanovki-dlya-degazatsii-mineralnykh-m#ixzz2LF4OcVJ1) указывается, что в настоящее время одна из основных причин, влияющих на изменение характеристик рабочей жидкости, является газовыделение из жидкости при кавитационных режимах ее течения в регулирующих и направляющих элементах гидроприводов.

Выделяющийся газ отрицательно влияет на рабочие параметры гидроприводов, обуславливая нарушение плавности и точности движения исполнительных механизмов, снижение запасов устойчивости следящих систем, снижение подачи и КПД насосов и т.д.

Кроме того, наличие газовоздушной фазы в минеральных маслах существенно ускоряет медленно протекающие процессы в гидроприводах, такие как износ элементов пар трения и "старение" масла, снижая, тем самым, срок службы масел и ресурс работы

Исходя из выше изложенного можно прогнозировать, что по мере оснащения шлюзового хозяйства различными системами гидроприводов, задача по снижению содержания газа в минеральных маслах и перспективных рабочих жидкостях в том числе на эфирной основе, включая разработку методик инженерных расчётов гидросистемы с учетом газовоздушной фазы и создание конструктивно простых и экономичных дегазирующих устройств, будет становиться все более актуальной.

Известен ряд методов дегазации рабочих жидкостей. К основным методам дегазации необходимо отнести вакуумный, термический, центробежный, гравитационный и другие методы.

Преимуществом вакуумного способа дегазации является низкое остаточное газосодержание, недостаток - применяется только для закрытых герметических вакуумных баков, большое энергопотребление, необходимо специальное вакуумное оборудование, специальная конструкция баков, материалы и технология изготовления.

Центробежный метод дегазации аналогичен вакуумному

Анализ информации, собранной в ходе проведения НИР «Экспериментальные исследования характеристик адаптивных гидроприводов в рамках реализации обобщенной программы исследовательских работ по созданию перспективных электрогидравлических приводов судоходных гидротехнический сооружений», 2012 год, показал прин-

ципиальную важность обеспечения чистоты, а также поддержания стабильности характеристик рабочей жидкости, используемой в гидроприводе. Согласно РД 212-171-93 «Гидроприводы затворов шлюзов. Требования к проектированию» рабочая жидкость подлежит замене, если ее вязкость изменилась более чем на ±30 % по сравнению с вязкостью при поставке, содержание воды превышает 0,2 % или кислотное число увеличилось более чем на 30 % по сравнению с кислотным числом при поставке. Проверка этих параметров производится при физико-химических анализах проб рабочей жидкости. Содержание механических примесей контролируется. Фильтры периодически промываются. Требований по контролю газосодержания данным документом не устанавливаются.

3 Конструктивные мероприятия по снижению динамической нагруженности системы

Авторами предлагается оригинальная конструкция дегазационного устройства масла для динамических баков открытого типа, обеспечивающих динамические характеристики параметров рабочей жидкости на входе в насос при изменениях газосодержания в сливной полости бака.

Предлагаемое устройство позволяет повысить эффективность способа и устройства дегазации жидкости на сетке в гидробаке открытого типа путем интенсификации процесса дегазации за счёт многоступенчатости обработки жидкости на сетке, что позволит улучшить и расширить показатели качества электрогидромеханических систем и их агрегатов.

Технический результат достигается тем, что интенсификация процесса дегазации жидкости в заявляемом способе осуществляется за счёт того, что сетке придают низкочастотную поперечную вибрацию, приводящую к встряхиванию пузырьков газа, а на входе сетки методом барботажа, что также способствует укрупнению пузырьков газа, создают газожидкостной слой с высокочастотным пульсирующим давлением низкой интенсивности.

Гидробак для реализации этого способа дегазации жидкости снабжен пневматическим динамическим вибратором с модулированной фазой колебания газа, выходной канал которого установлен на сетке со стороны выхода потока.

Сущность разработанного технического решения поясняется принципиальной схемой гидробака, представленной на рисунке 4.

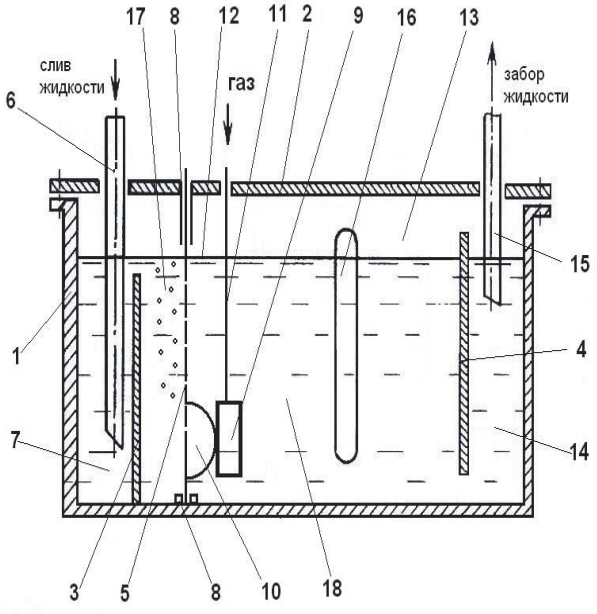


Рисунок 4. Гидробак динамического типа

В гидробаке 1 с крышкой 2 установлены разделительные перегородки 3, 4 и сетка 5. Слив рабочей жидкости в гидробак, например, из гидросистемы гидропривода, осуществляется через патрубок 6 в сливную полость 7. Первичная дегазация рабочей жидкости происходит на перегородке 3 при ее переливе через верхний край. Основная дегазация рабочей жидкости производится на сетке 5, которая установлена на упругие опоры 8. На сетку 5 установлен пневматический динамический вибратор 9,оснащенный соплом 10. Подача газа в вибратор 9 осуществляется по трубопроводу 11. Между крышкой 2 и поверхностью рабочей жидкости 12 образована газовая полость 13. Из заборной полости 14, отделенной от основного объема гидробака разделительной перегородкой 4, через патрубок забора 15 осуществляется забор жидкости, например, в

гидросистему гидропривода. Контроль за уровнем рабочей жидкости осуществляется по уровнемеру 16. Барботажный слой 17 рабочей жидкости, находящейся в промежуточной полости 18, разделённой сеткой 5, создается на входе сетки 5 при работе вибратора 9.

Способ дегазации рабочей жидкости в гидробаке открытого типа заключается в следующем. Через патрубок 6 происходит слив рабочей жидкости с повышенным газосодержанием в полость 7 гидробака 1. При переливе рабочей жидкости из полости 7 в полость 18 через перегородку 3 происходит ее первичная дегазация в тонких слоях. Основная дегазация происходит на сетке 5, которой придают низкочастотную вибрацию. На входе рабочей жидкости в ячейки сетки 5 создается методом барботажа газожидкостной слой 17, с высокочастотным пульсирующим давлением низкой интенсивности.

Работа устройства заключается в следующем. Барботажный слой 17 рабочей жидкости создается пульсирующим высокочастотным потоком газа низкой интенсивности, вытекающим под давлением из сопла 10 пневматического динамического вибратора 9 с модулированной фазой колебания газа. При этом вибратор 9 устанавливается внизу сетки 5. Низкочастотная поперечная вибрация сетки 5 создается потоком газа из сопла 10 за счёт гидродинамического напора при установке сопла 10 вибратора 9 на сетке 5 со стороны выхода потока жидкости в полость 18, при этом сетка 5 устанавливается на подвижных опорах 8.

Выделившийся из жидкости газ и газ от вибратора 9 за счёт гравитационной дегазации жидкости поступает в газовую полость 13. На перегородке 4 происходит отделение пены от жидкости. Дегазированная жидкость из полости 14 поступает в патрубок забора 15.

Технико-экономическая эффективность использования данного способа дегазации жидкости и устройства для его реализации заключается в снижении остаточного газосодержания жидкости, которая из гидробака 1 через патрубок забора 15 поступает в гидросистему объекта, например, гидропривода, стабилизации показателей и характеристик объекта, повышения его работоспособности, снижения затрат на техническое обслуживание и ремонт.

4 Заключение

В ходе проводившихся работ авторами была установлена тенденция уменьшения размеров полостей баков технологических испытательных стендов при одновременном сокращении допустимого диапазона газосодержания рабочей жидкости.

Разработано комбинированная система дегазации рабочей жидкости для многополостного динамического бака открытого типа, включающая элементы дегазации жидкости гравитационным методом, методом перелива через поперечные перегородки, барботажным методом и ультразвуковым методом.

Приведены результаты испытаний предполагаемого устройства дегазации и устройства переливного типа со сливным патрубком под углом 45^0, дан анализ полученных статических и динамических характеристик.

Комбинированное устройство дегазации жидкости в динамических баках открытого типа может быть использовано также в гидроприводе шлюзов судоходных гидротехнических сооружений, для снижения вероятно возникновения перекоса затворов и ворот в процессе их перемещения, и в гидроприводах мобильной строительной и дорожной техники при требовании минимизации их размеров.

В рамках проведенной работы подана заявка и получено положительное решение на патент «Способ дегазации жидкости и устройство для его осуществления».

Список использованных источников

[1] Макаров, Р.А. Диагностика строительных машин [Текст]/ Р.А. Макаров, А.В. Соколов. - М.: Стройиздат, 1984. - 335 с.

[2] Баржанский, Е.Е. Определение надёжности гидроприводов, выпускаемых в условиях единичного и мелкосерийного производства [Текст] / Е.Е. Баржанский // Пневматика и гидравлика. Сб. статей, вып. 13 – М.: Машиностроение, 1987. - С 19-28.

[3] Свешников, В.К. Состояние и тенденции развития гидрооборудования [Текст] / В.К. Свешников, В.А. Потапов // Приводная техника, 1997. - С.3-8.

[4] Backe, W., Busch, C. Entwiclung auf dem Gebiet der Hydraulikflussigkeiten aktivitaten des ШР //Olhydraul. and Pneumatik. – 1992, (36). - №4. - S. 262-264.

[5] Теоретические основы химмотологии [Текст] / Под ред. А.А. Браткова. - М.: Химия, 1985.-320 с.

[6] Каплан, С.З. Вязкостные присадки и загущенные масла [Текст] / С.З. Каплан, И.Ф. Радзевенчук..- Л.: Химия, 1982.- 136 с.

[7] Аврунин, Г.А. и др. Повышение надёжности, долговечности гидрооборудования и минеральных масел при применении в гидросистемах гидродинамических диспергаторов [Текст] / Г.А. Аврунин и др. - М.: НИИмаш., 1982. – 28 с.

[8] Рокшевский В.А. и др. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидросистем [Текст] / В.А. Рокшевский и др. - М.: НИИмаш, 1981. – 52 с.

STUDY OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF DEGASSING DEVICES DYNAMIC TANKS OF OPEN TYPE HYDRAULIC TEST STANDS

Igor L. Pavlovich,
Dmitry B. Krasinski

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
sstend@mail.ru

The results of the work on ensuring the combined degasification systems working fluid set of dynamic characteristics in the tanks of open type hydraulic stands with the purpose of increase of reliability of test results. A trend of reducing the size of the cavities tanks technological test benches while reducing the valid range of the gas content of the working fluid. Developed combined degassing of a working liquid for многополостной dynamic tank open type, incorporating elements of degassing of liquid gravitational method, method of flow over cross partitions, bubbling method and ultrasonic method.
The results of tests of the prospective device degassing and devices overflow with a drain pipe under a corner 450, the analysis of the obtained static and dynamic characteristics.
The combined device degassing of liquid in a dynamic tanks of open type can also be used in the hydraulic drive gateways navigable hydraulic structures, to reduce the likely occurrence of warp gates and gate in the process of their movement, and in hydraulic mobile construction and road machinery for the requirement to minimize their size. In the framework of the work is submitted and received a positive decision on a patent «Method of degassing of liquid and a device for its implementation».

Key words: *The hydraulic reservoir device degassing liquid*

References

[1] Makarov, R.A. Diagnostika stroitel'nyh ma-shin [Tekst]/ R.A. Makarov, A.V. Sokolov. - M.: Strojizdat, 1984. - 335 s.

[2] Barzhanskij, E.E. Opredelenie nadjozhnosti gidroprivodov, vypuskaemyh v uslovijah edinichnogo i melkoserijnogo proizvodstva [Tekst] / E.E. Bar-zhanskij // Pnevmatika i gidravlika. Sb. statej, vyp. 13 – M.: Mashinostroenie, 1987. - S 19-28.

[3] Sveshnikov, V.K. Sostojanie i tendencii raz-vitija gidrooborudovanija [Tekst] / V.K. Sveshnikov, V.A. Potapov // Privodnaja tehnika, 1997. - S.3-8.

[4] Backe, W., Busch, C. Entwiclung auf dem Gebiet der Hydraulikflussigkeiten aktivitaten des SHR //Olhydraul. and Rneumatik. – 1992, (36). - №4. - S. 262-264.

[5] Teoreticheskie osnovy himmotologii [Tekst] / Pod red. A.A. Bratkova. - M.: Himija, 1985.-320 c.

[6] Kaplan, S.Z. Vjazkostnye prisadki i zagushhen-nye masla [Tekst] / S.Z. Kaplan, I.F. Radzevenchuk..-L.: Himija, 1982.- 136 s.

[7] Avrunin, G.A. i dr. Povyshenie nadjozhnosti, dolgovechnosti gidrooborudovanija i mineral'nyh masel pri primenenii v gidrosistemah gidrodina-micheskih dispergatorov [Tekst] / G.A. Avrunin i dr. - M.: NIImash., 1982. – 28 s.

[8] Rokshevskij V.A. i dr. Snizhenie soderzhanija vozduha i vody v rabochih zhidkostjah gidrosistem [Tekst] / V.A. Rokshevskij i dr. - M.: NIImash, 1981. – 52 s.

УДК 621.373

КИСЛОРОДНО-ЙОДНЫЙ ЛАЗЕР С ОПТИЧЕСКОЙ НАКАЧКОЙ – КИНЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

М.С. Малышев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
ningen256@gmail.com

М.В. Загидуллин

СФ ФИАН
ул. Ново-Садовая, 221
г. Самара, Россия, 443011
marsel@fian.smr.ru

В данной работе предлагается новая схема оптической накачки для кислородно-йодных лазеров. Данная схема включает в себя предварительную частичную фотодиссоциацию молекулярного йода в проточной трубке с последующим облучением светом с длиной волны около 1315 нм. Последнее приводит к дальнейшей диссоциации молекулярного йода и росту концентрации синглетного кислорода. Инверсная населенность на переходе тонкой структуры атома йода достигается посредством ускорения потока до сверхзвуковых скоростей в сопловом блоке. Подобное ускорение потока вызывает резкое падение температуры, и, как следствие, падение пороговой доли синглетного кислорода, необходимой для образования инверсной населенности. Были произведены расчеты концентраций компонент в одномерном изотермическом приближении. Получены оценки основных параметров рассматриваемой системы, таких как оптическая эффективность, коэффициент усиления и потенциально извлекаемая мощность с единицы поперечного сечения потока.

***Ключевые слова**: Кислородно-йодный лазер, оптическая накачка, оптическая эффективность, химическая кинетика.*

1 Введение

Как известно, в кислородно-йодном лазере инверсная населенность на атомах йода создается посредством быстрого E-E обмена между молекулами кислорода и атомами йода[1]:

$$O_2(a^1\Delta) + I(^2P_{3/2}) \leftrightarrow O_2(X^3\Sigma) + I^*(^2P_{1/2}) \qquad (1)$$

Исходя из условия равновесия реакции (1) можно получить граничное значение относительной фракции синглетного кислорода $O_2(a)$, при превышении которого на переходе тонкой структуры атома йода наблюдается инверсная населенность:

$$Y_T = \frac{1}{2K_{eq}(T)+1} \qquad (2)$$

Здесь K_{eq} = 0.75exp(401/T) – константа равновесия реакции 1. Следовательно, создав условия, в которых относительная фракция синглетного кислорода $O_2(a)$ будет превышать значение Y_T, мы получим инверсную населенность на атомах йода.

2 Создание инверсной населенности

Для создания условий, при которых на переходе тонкой структуры атома йода достигается инверсная населенность, предлагается механизм двухэтапной оптической накачки. Возьмем трубку, через которую с некоторой скоростью прокачивается смесь O_2:I_2:He с соотношением концентраций 1:0.02:2. В секции 1, смесь подвергается воздействию излучения с длиной волны λ_A=400-560 нм, что приводит к частичной фотодиссоциации молекулярного йода (рисунок 1).

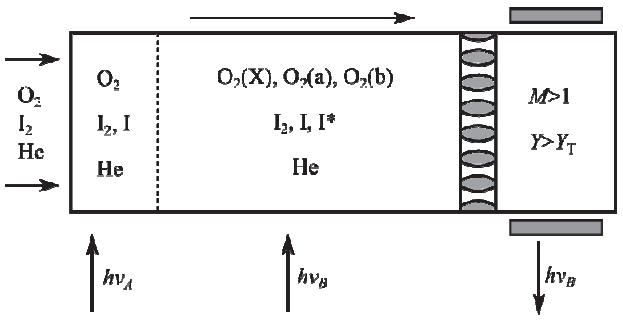


Рисунок 1. Схема двухэтапной оптической накачки

В секции 2, производится облучение смеси излучением с длиной волны λ_B=1315 нм, соответствующей переходу тонкой структу-

ры атома йода. Последнее приводит к образованию возбужденных атомов йода I*. Также, вследствие E-E обмена в реакции (1) образуются молекулы синглетного кислорода. Начинается цепной процесс диссоциации молекулярного йода[2], ведущий к дальнейшему увеличению концентрации атомарного йода, и увеличению концентраций I* и $O_2(a)$, вследствие дальнейшего облучения светом с длиной волны λ_B. В итоге, фракция синглетного кислорода Y стремится к предельному значению Y_T.

В некоторой точке трубки устанавливается сопловая решетка, посредством которой поток разгоняется до сверхзвуковых скоростей (Mach~3). Последнее приводит к сильному падению температуры, и как следствие – падению граничной фракции Y_T. В итоге, после сопловой решетки текущая фракция $O_2(a)$ превышает границу Y_T. На переходе тонкой структуры атомарного йода образуется инверсная населенность, становится возможной лазерная генерация.

3 Кинетическая модель

В данном разделе будет построена простейшая кинетическая модель для описанного выше процесса оптической накачки. В данном случае мы хотим показать, что с точки зрения химической кинетики принципиальные препятствия для осуществления подобной схемы отсутствуют. По этой причине, в данной модели не будут учитываться процессы тепловыделения и теплопереноса, т.к. рассматривать их имеет смысл только для конкретной геометрии газопроточного канала. В нашем случае мы будем рассматривать простой однородный поток. По этой же причине мы не будем детально рассматривать процессы излучения и поглощения, частота радиационных переходов будет строго зафиксирована. Приведем набор реакций, которые мы будем принимать в расчет в нашей модели, а также набор параметров среды, которые будут использоваться при расчетах.

Таблица 1. Реакции в кислородно-йодной среде в рамках расссматриваемой математической модели

№	Реакция	Константа скорости
1	$O_2(a) + O_2(a) \rightarrow O_2(X)(v=0;1) + O_2(X)$	$4.5\cdot10^{-17}$ см^3/с
2	$O_2(a) + I \leftrightarrow O_2(X) + I^*$	$7.6\cdot10^{-11}$ см^3/с [3]
3	$O_2(b) + I_2 \rightarrow O_2(X) + 2I$	10^{-10} см^3/с [4]
4	$I^* + O_2(a) \rightarrow I + O_2(b)$	$2.5\cdot10^{-13}$ см^3/с [5]
5	$I^* + I_2 \rightarrow I + I_2(v > 0)$	$8\cdot10^{-11}$ см^3/с
6	$2I + O_2(X) \rightarrow I_2 + O_2(X)$	$2\cdot10^{-33}$ см^6/с [6]
7	$2I + I_2 \rightarrow 2I_2$	$3\cdot10^{-32}$ см^6/с [6]
8	$O_2(b) + O_2(X) \rightarrow O_2(a) + O_2(X)$	$5\cdot10^{-17}$ см^3/с
9	$I + h\nu_B \leftrightarrow I^*$	$2\cdot10^5$ с$^{-1}$
10	$I_2 + h\nu_A \rightarrow 2I$	700 с$^{-1}$

Таблица 2. Параметры среды

Температура среды, T	300K
Давление, p	37 тор
Скорость потока, u	110 м/с
Соотношение концентраций O_2:I_2:He	1:0.02:2
Длина секции 1	1 см
Длина секции 2	2-11 см
Число Маха после сопловой решетки, M	3

4 Результаты

В принятом одномерном изотермическом приближении, пакет реакций, указанный в таблице 1 описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Решив эту систему, мы получим профиль концентраций реагирующих компонент по потоку (рисунок 2).

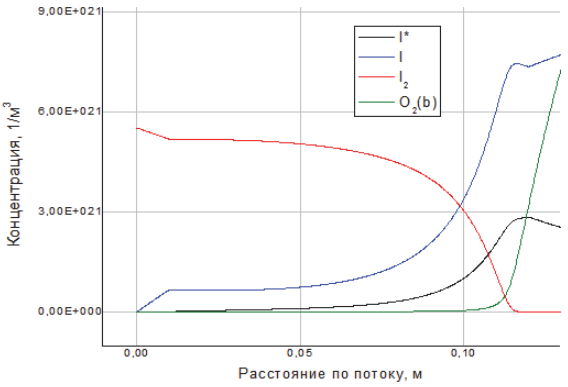


Рисунок 2. Изменение концентрации в зависимости от расстояния по потоку

Ключевым параметром в данном случае является относительная фракция синглетного кислорода Y, график изменения по потоку для которой показан на рисунке 3.

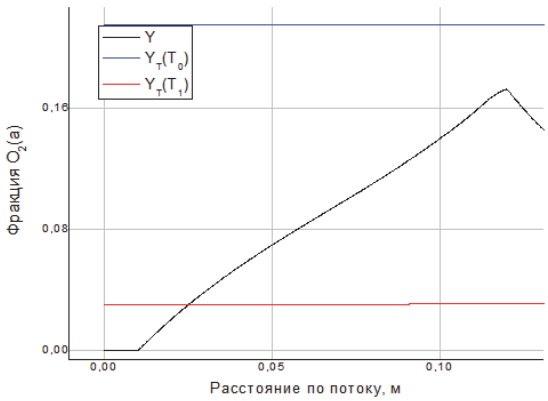


Рисунок 3. Изменение относительной фракции синглетного кислорода Y в зависимости от расстояний по потоку

На рисунке 3 показаны пороговые значения фракции для текущей точки потока и для случая, если в данной точке будет размещена сопловая решетка, производящая газодинамическое охлаждение потока. Видно, что уже при расстоянии по потоку больших, чем 3 см, текущая фракция синглетного кислорода начинает превышать пороговое значение, наблюдаемое после прохождения потоком сопловой решетки. При расстояниях по потоку больших, чем 11 см, как видно из рисунка 1, молекулярный йод диссоциирует полностью, а на переходе атомарного йода достигается насыщение. Следовательно, для принятых нами параметров среды, длину секции 2 можно варьировать в пределах 2-11 см.

Определим ключевые параметры системы при различной длине секции 2. В данном случае мы полагаем, что длина дозвуковой части потока в сопловой решетке составляет величину порядка 1 см, а спад концентрации $O_2(a)$ в ней составляет величину порядка 10%. Для сверхзвуковой же части потока мы полагаем, что спад концентрации $O_2(a)$ пренебрежимо мал. В этих предположениях мы определили такие параметры, как оптическая эффективность, мощность с единицы поперечного сечения и усиление слабого сигнала. Соответствующие графики изображены на рисунках 4, 5 и 6.

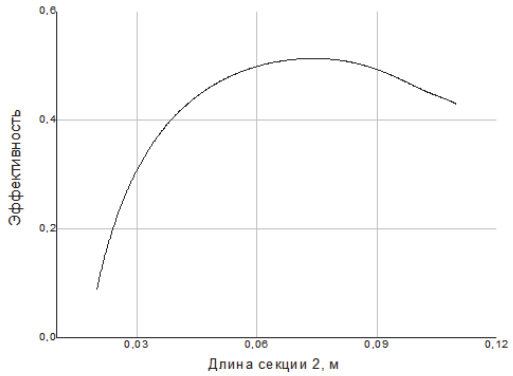


Рисунок 4. Оптическая эффективность системы в зависимости от длины секции 2

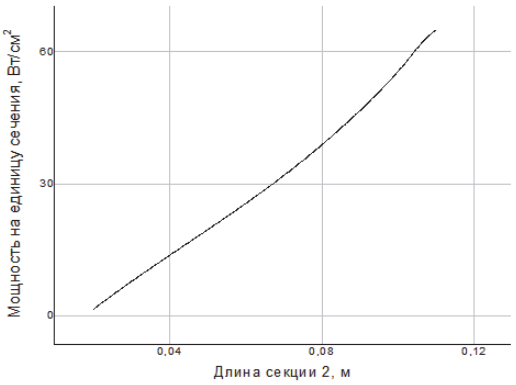


Рисунок 5. Потенциально извлекаемая мощность на единицу поперечного сечения потока в зависимости от длины секции 2

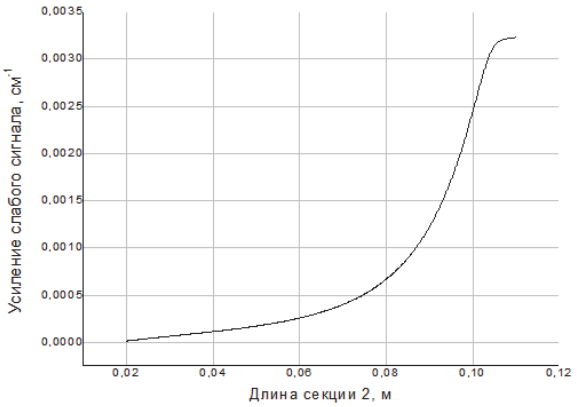


Рисунок 6. Усиление слабого сигнала в зависимости от длины секции 2

Как видно из рисунков, координаты максимума эффективности и максимума усиления не совпадают. Причиной в данном случае является то, что с увеличением длины секции 2 всё больше энергии излучения накачки расходуется на диссоциацию молекулярного йода, что приводит к уменьшению оптической эффективности. Усиление же в этом случае достигает максимума только тогда, когда молекулярный йод продиссо-

циировал полностью и концентрация атомарного йода максимальна.

5 Заключение

В данной работе мы показали, что с точки зрения химической кинетики принципиальные препятствия к реализации кислородно-йодного лазера с оптической накачкой отсутствуют. Были показано, что для рассматриваемой схемы может быть получена мощность с единицы поперченного сечения вплоть до P_L=65 Вт/см^2 при максимальной оптической эффективности 51 % и усилении слабого сигнала G=3.2·10^{-3} см$^{-1}$.

Основной проблемой исследуемой системы, вышедшей за рамки данной работы, является организация эффективного поглощения рабочей средой излучения накачки. Сечение поглощения в данном случае мало, что приводит к сильному увеличению эффективной длины поглощения. Другой важной проблемой в данном случае является создание достаточно мощных источников накачки, в качестве которых потенциально могут использоваться лазерные диоды, использующиеся на данные момент в области телекоммуникаций. Эти проблемы будут являться основным предметом дальнейших исследований.

Работа выполнена при поддержке НОЦ «Физика открытых неравновесных систем» Самарского государственного аэрокосмического университета.

Список использованных источников

[1] Derwent, R. G., Kearns, D. R., Thrush, B. A., (1970) The excitation of iodine by singlet molecular oxygen. *Chem. Phys. Letters*, vol. 6, pp. 115-116

[2] Heidner, R. F., Gradner, C. E., Segal, G. I., El-Sayed, T. M., (1983) Chain reaction mechanism for I2 dissociation in the $O_2(^1\Delta)$-I atom laser. *J. Phys. Chem*, vol. 87, pp. 2348-2360

[3] Derwent, R.G., Thrush B.A., (1972) Excitation of iodine by singlet molecular oxygen. *Far. Discuss. Chem. Soc*, vol.53, pp.162-167

[4] Zagidullin, M.V., Khvatov, N. A., Malyshev, M. S., Svistun. M. I., (2012) Dissociation of Molecular Iodine in a Flow Tube in the Presence of $O_2(^1\Sigma)$ Molecules. *Journal of Physical Chemistry A*, 116, pp. 10050−10053

[5] Zagidullin, M. V., Khvatov, N. A., Malyshev, M. S. (2011) Kinetics of Formation of $O_2(^1\Sigma)$ Molecules in Reactions Involving Excited $O_2(^1\Delta)$ Oxygen Molecules and $I(^2P_{1/2})$ Iodine Atoms. *Russian Journal of Physical Chemistry B*, vol. 5, No. 6, pp. 969–973.

[6] Blake, J.A., Burnes, G., (1971) Kinetics of iodine atom recombination between 300 and 1164 K. *J.Chem.Phys.*, vol.54, No.4, pp. 1480-1486.

Nikhail S. Malyshev

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
ningen256@gmail.com

Marsel V. Zagidullin

Lebedev Physical Institute, Samara Branch
221, Novo-Sadovaya str, Samara, 443011, Russia
marsel@fian.smr.ru

KINETIC MODEL OF OPTICALLY PUMPED OXYGEN-IODINE LASER

In this paper we propose a new optical pumping system for oxygen-iodine lasers. Such system includes partial photodissociation of molecular iodine in the flow tube with a subsequent pumping at the wavelength 1315 nm leading to molecular iodine dissociation and singlet oxygen fraction growth. An inverse population on atomic iodine spin-orbit transition is achieved via supersonic acceleration of reacting flow in the nozzle bank. The latter leads to abrupt temperature drop and decrease of singlet oxygen fraction threshold needed for inverse population in atomic iodine. We have performed numerical calculations of concentration profiles with simple one-dimension isothermal model and got estimates for key parameters of the system in question, such as optical efficiency, small signal gain, and potential output power per lateral section area.

Key words: *Oxygen-iodine laser; optical pumping; optical efficiency; chemical kinetics*

МЕТОД ЛАЗЕРНО-ВИБРАЦИОННОЙ ДЕФЕКТОСКОПИИ МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

В.И. Мордасов,
Н.А. Сазонникова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
nasazonnikova@yandex.ru

А.Д. Сторож,
Н.Е. Гребнев,
Д.Н. Гребнев

ОАО «РКЦ «Прогресс»
ул. Земеца, 18,
г. Самара, Российская Федерация,
443009
mail@progress.samara.ru

Передовая современная техника характеризуется во всем мире постоянным ростом объемов использования полимерных композиционных материалов, позволяющих разработчикам достигать более совершенных технических и экономических характеристик. Появление многослойных конструкций потребовало разработки новых эффективных методов и средств их неразрушающего контроля. Предлагаемый лазерно-вибрационный метод выявления дефектов внутренней структуры многослойных композиционных материалов обеспечивает возможность получения обобщенного сигнала, аналогичного сигналам от нескольких независимых датчиков; автоматизированную регистрацию и обработку изображения, При наличии внутренних дефектов изображение отраженного сигнала принимает вытянутую форму или имеются смещения и разрывы интерференционных полос, а также смещение максимума интенсивности. Применялся стандартный пакет MATLAB для захвата и обработки изображений. В программе существует банк внутренних дефектов, который был накоплен опытным путем.

***Ключевые слова**: Многослойные композиционные материалы, дефекты внутренней структуры, лазерно-вибрационный метод; анализ изображений, обобщенный сигнал, банк данных дефектов*

1 Введение

Развитие авиакосмической, автомобильной и других отраслей промышленности неразрывно связано с применением многослойных композиционных материалов. Возможность варьирования в широких пределах характеристиками эксплуатационных свойств, экономия материальных и энергетических ресурсов приводят к росту объема их производства и неуклонному расширению их применения.

Существующая технология не гарантирует отсутствия в изделиях тех или иных дефектов, снижающих качество продукции. Дефекты структуры композита, такие как трещины, воздушные раковины, свищи, отслоения волокон от матрицы, посторонние включения и т.д., существенно ослабляют его прочность. В зависимости от размеров, характера и расположения этих дефектов, а также назначения и условий работы детали и узла дефекты могут быть допустимыми или недопустимыми. Вопрос о том, какие дефекты допустимы в данном узле или детали, решается конструктором совместно со службой прочности. Отметим, что проблема выбора критериев отбраковки весьма сложна. Для ее оптимального решения необходимы сложные расчеты, натурные испытания изделий с различными дефектами, обобщение результатов эксплуатации и т.п. При этом следует учитывать реальные возможности средств неразрушающего контроля, имеющихся на предприятии. Цель данной работы – дать общее представление о разрабатываемом методе лазерно-вибрационной дефектоскопии многослойных сотовых конструкций и обосновать возможность определения параметров вибрации по результатам проведенных измерений.

2. Описание метода

Появление многослойных клееных конструкций потребовало разработки новых эффективных методов и средств их неразрушающего контроля. В настоящее время для выявления дефектов многослойных композитных материалов применяются различные методы: акустический, компьютерная томография, ширографический, спекл-интерферометрия, индукционный метод, измерение доплеровского сдвига для определения характеристик вибрирующей поверхности [1 -6]. Каждый из указанных методов имеет свои преимущества

и недостатки. Акустический метод имеет ограничения при выявлении глубины залегания дефектов и низкое соотношение сигнал/шум, компьютерная томография и интерференционные методы в ряде случаев требует сложных программ для обработки результатов измерений. Доплеровский метод менее чувствителен при контроле разнородных материалов и при наличии существенной кривизны поверхности. Для проведения дефектоскопии реальной конструкции требуется учитывать спектральный диапазон возбуждаемых колебаний, к которому чувствительна данная конструкция с учетом возможных видов дефектов, размеров, толщина материала, кривизна поверхности, материал слоев и т.д. [3,6].

Контроль реальных изделий в производственных условиях связан с необходимостью уменьшения влияния внешних шумов, на фоне которых слабый сигнал от дефекта может быть не зарегистрирован. Так, при проведении измерений с помощью пьезоэлектрического и ударным преобразователей на точность диагностики существенной влияние оказывают фрикционные, а также посторонние шумы [3,4].

Предлагаемый лазерно-вибрационный метод выявления дефектов внутренней структуры многослойных композиционных материалов обеспечивает возможность получения обобщенного сигнала, аналогичного сигналам от нескольких независимых датчиков; автоматизированную регистрацию и обработку изображения. На рисунке1 приводится схема испытательного стенда. Используется лазер ЛГН 224-1 мощностью излучения 8 мВт с расходимостью светового потока 0,005 рад, длиной волны излучения 0,63 мкм. Для передачи излучения в рабочую зону применяется оптическое волокно.

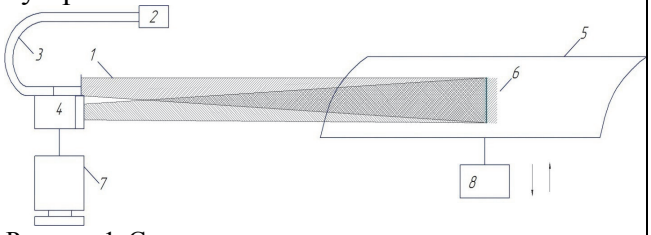


Рисунок 1. Схема испытательного стенда для выявления внутренних дефектов многослойных клееных сотовых конструкций:
1 – лазерное излучение; 2 – источник излучения; 3 - оптоволокно, 4 – телекамера, 5 – образец крупногабаритной оболочки, 6 - зеркало, 7 – вычислительный блок 8, вибратор

Поток лазерного излучения 1 от стационарного источника 2 с помощью оптоволокна 3 передается на зеркало 6, закрепленное на исследуемой поверхности многослойной конструкции 5. Отраженное излучение принимается объективом телекамеры 4 и обрабатывается в вычислительном блоке 7. Вибратор колебаний 8, установленный с внутренней стороны исследуемой поверхности обеспечивает колебание исследуемого участка конструкции.

Используемый метод диагностики характеризуется рядом преимуществ по сравнению с традиционными: является бесконтактным; в установке используется оптоволокно, позволяющее передавать лазерное излучение на расстояние до сотен метров и защищать персонал от лазерного излучения; автоматизированная регистрация и обработка изображения осуществляется с помощью персонального компьютера; возможность проведения диагностики в реальном масштабе времени (регистрация изображения в течение 1…2 сек).

Регистрация сигнала осуществляется телекамерой Watec-902 с объективом MC SONNAR 3.5/135, вычислительным блоком персонального компьютера с использованием программы для регистрации данных AverTV. Вибраторы имеют частоту генерации 50 Гц с амплитудой колебаний 0,01 … 0,5 мм. В процессе диагностики регистрируется интерференционное изображение отраженного сигнала с кольцевой структурой, имеющее максимум интенсивности излучения в центре. При отсутствии дефекта характерно изображение в виде концентрических окружностей с кольцами равной толщины. При наличии внутренних дефектов интерференционная картина отраженного сигнала принимает вытянутую форму или имеются смещения и разрывы интерференционных полос, а также смещение максимума интенсивности. Величина смещения светового пятна при наличии дефекта находилась в диапазоне δ= 2…7,5 мм. В других областях оболочки без наличия дефекта изменение формы светового пятна и его перемещение не происходило. Имеется незначительное отличие экспериментальных величин δ от расчетных значений с погрешностью менее

5%. Данный метод позволяет выявлять низкочастотную и высокочастотную составляющие вибраций поверхности. При этом низкочастотная составляющая приводит к растяжению и повороту оси пятна, а высокочастотная составляющая определяет сдвиг и разрыв интерференционных полос. Используя полученный сигнал, можно определить вид функции, описывающей смещение участка объекта, от которого отражается лазерный луч, формирующий картину интерференции. Интерференционный сигнал обусловлен взаимодействием падающего и отраженного пучков в зоне их перекрытия. Характерные изображения отраженного от вибрирующей поверхности сигнала показаны на рисунках 2а и 2б.

3. Теоретическая часть

Для определения характеристик колебаний при вибрационном возбуждении поверхности образца многослойного клееного композиционного материала в процессе дефектоскопии целесообразно использование вейвлет-анализа интерференционного сигнала [7,8], полученного с помощью описанной измерительной системы. Вейвлет-анализ лазерного интерференционного сигнала при вибрационном возбуждении многослойной оболочки позволяет определить вид функции, описывающей смещение участка объекта, от которого отражается лазерный луч, формирующий картину интерференции.

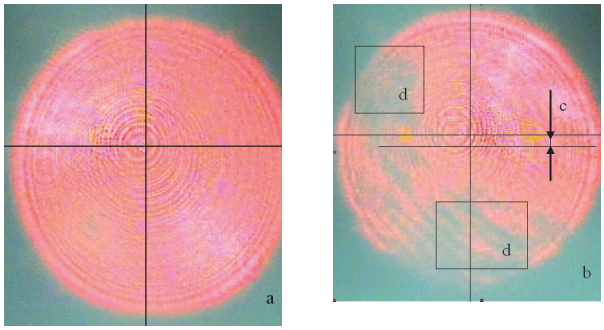


Рисунок 2 - Отраженный от вибрирующей поверхности сигнал при колебательном воздействии на многослойную клееную оболочку без наличия дефекта (а) и в случае непроклея верхнего слоя (б), c – величина смещения центральной области, d – характеристические пятна

Нормированную переменную составляющую интерференционного сигнала в измерительной системе можно записать в виде [6]

$$U(t) = \cos\left(\theta + \frac{4\pi}{\lambda} f(t)\right), \qquad (1)$$

где t — время, θ — фаза сигнала, λ — длина волны лазерного излучения, $f(t)$ — функция, характеризующая амплитуду перемещения в процессе колебаний объекта, которая может быть представлена в виде:

$$f(t) = K_{\psi_1}^{-1} \int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} C(a,b)\frac{1}{\sqrt{a}}\psi_1\left(\frac{t-b}{a}\right)\frac{dadb}{a^2}, \qquad (2)$$

где

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\frac{1}{\sqrt{a}}\psi_1\left(\frac{t-b}{a}\right)dt,$$

$$K_{\psi_1} = 2\pi\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\left|\psi_f(\omega)\right|^2}{\omega}d\omega$$

Здесь ψ_1 — базисная вейвлет-функция, $C(a, b)$ — коэффициенты вейвлет-разложения функции $f(t)$ по базису ψ_1, $K\psi_1$ — постоянная величина, определяемая базисной вейвлет-функцией, $\psi_f(\omega)$ — Фурье-образ функции ψ_1. Для того чтобы равенство (2) выполнялось, необходимо, чтобы функция ψ_1 обладала свойствами вейвлета, т. е. была локализована во временно́ м и частотном пространствах, имела нулевое среднее во всем временно́ м интервале и была ограничена.

Введем в рассмотрение функцию $S(t)$ такую, чтобы ее спектр с точностью до постоянного множителя соответствовал спектру восстанавливаемого сигнала [7]:

$$S(t) = \frac{dU/dt}{\pm\sqrt{1-U^2(t)}}, \qquad (3)$$

и запишем ее с учетом выражения (1) и интегрального представления функции $f(t)$ (2):

$$S(t) = \frac{4\pi}{\lambda\cdot K_{\psi_1}}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} C(a,b)\frac{1}{\sqrt{a}}\psi_2\left(\frac{t-b}{a}\right)\frac{dadb}{a^2}, \qquad (4)$$

где ψ_2 — производная от базисной вейвлет-функции ψ_1.

Будем в дальнейшем рассматривать только такие вейвлет-функции $\psi_1(t)$, у которых существует производная, в свою оче-

редь являющаяся вейвлетом. Сравнивая интегральные представления функций $f(t)$ $S(t)$ (выражения (2) и (4) соответственно), можно видеть, что они отличаются базисной вейвлет-функцией и постоянной величиной $\frac{4\pi}{\lambda}$. Построив на основе интерференционного сигнала (1) функцию $S(t)$, разложим ее по вейвлет-базису ψ_2 для получения коэффициентов вейвлет-разложения $C(a, b)$:

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{4\pi}{\lambda} \cdot S(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \psi_2\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \,. \qquad (5)$$

Затем, используя полученные вейвлет-коэффициенты, выполним обратное преобразование, используя базис ψ_1 (зависимость 2).

Таким образом, используя интерференционный сигнал, можно определить вид функции, описывающей смещение участка объекта, от которого отражается лазерный луч, формирующий картину интерференции.

4. Обработка экспериментальных данных

Для вибратора при амплитуде перемещений $2a \leq 1000$ мкм и относительном коэффициенте поперечных колебаний $\kappa_n < 3\%$ погрешность от его поперечных колебаний при измерениях размаха виброперемещения описанным описанным ранее методом практически отсутствует. Максимальная амплитуда поперечных колебаний вибратора ограничивается зоной совмещения лучей и не должна превышать 0,5 мм. При измерениях поперечных колебаний с амплитудами >500 мкм необходимо между лазером и светоделительным кубом установить расширитель луча.

Для анализа полученного сигнала и снижения уровня шумов использовалась вейвлет-фильтрация с помощью математического пакета Matlab [8,9].

Для подтверждения достоверности результатов, полученных с помощью описанного метода, был выполнен эксперимент по регистрации параметров распространения вибрационных волн в многослойной сотовой оболочке с помощью индукционного метода. Зафиксированный в ходе эксперимента интерференционный сигнал после цифровой фильтрации был подвергнут описанным выше преобразованиям с целью решения обратной задачи — восстановления функции, характеризующей распространение вибрационной волны в многослойной сотовой конструкции. Сопоставление результатов, приведенных на рисунках 3 и 4, позволяет установить, что частота и логарифмический декремент затухания колебаний при распространении вибрационной волны, зафиксированные с помощью интерференционного метода, отличаются не более чем на 0.5 и 1.2% соответственно от частоты и логарифмического декремента затухания, зарегистрированных при применении индукционного метода. Это свидетельствует о высокой степени соответствия параметров колебаний, полученных в результате использования интерференционного и индукционного методов измерений.

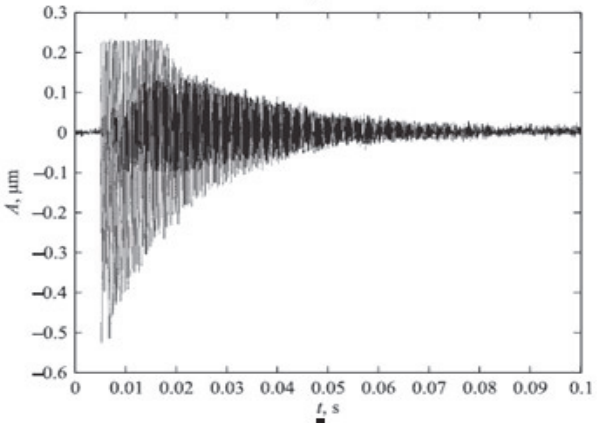


Рисунок 3 - восстановленный закон колебания многослойной оболочки при вибрационном воздействии

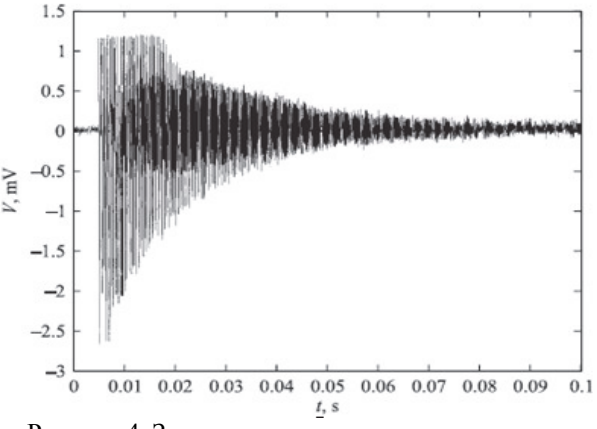


Рисунок 4. Зависимость напряжения от времени, регистрируемая индукционным датчиком типа М12 при вибрационном возбуждении многослойной оболочки

Разработанная методика обработки результатов выявления дефектов на цилиндрическом и переходных участках клееных крупногабаритных оболочек с использованием сотового алюминиевого заполнителя состоит из следующих основных этапов: ввода результатов выявления дефектов на цилиндрическом участке клееных крупногабаритных оболочек с использованием сотового заполнителя, задания пороговых значений сигнала, соответствующих различным уровням нагрузок в элементах конструкции, разбиения объекта диагностики на конечное число элементов, сравнения величины сигнала в каждом элементе с пороговыми значениями, определения областей, соответствующих дефектам, расчет границ дефектов и их геометрического центра, вывода данных.

Для выявления дефекта необходимо оценить амплитуду и частоту выходного сигнала преобразователя после возбуждения колебаний. С точки зрения получения информации задачу можно классифицировать как оценку неслучайных параметров сигнала на фоне шума. В качестве опорной функции можно использовать занесенный в память усредненный сигнал, соответствующий бездефектной зоне объекта контроля.

Применялся стандартный пакет MATLAB для захвата и обработки изображений. В ходе проведения экспериментов был создан банк внутренних дефектов, который был накоплен опытным путем. Проводился захват серии изображений с помощью пакета Image Acquisition Toolbox и затем анализируется их с помощью Image Processing Toolbox. Программа обработки содержит следующие этапы: захват изображений, выбор области колебания отражателя, сегментация отражателя в каждом фрейме, поиск центра сегментированного вибратора в каждом зарегистрированном изображении, определение траектории колебания отражателя. В результате обработки изображений определялись амплитуда и радиус перемещения вибрационно возбуждаемого отражателя в зоне дефекта.

5. Заключение

Показана возможность определения параметров колебаний вибратора при осуществлении дефектоскопии многослойных композиционных материалов в результате применения вейвлет-анализа интерференционного сигнала, полученного измерительной системой с полупроводниковым лазером и вибрационно возбуждаемым внешним отражателем. Используя интерференционный сигнал, можно определить вид функции, описывающей смещение участка объекта, от которого отражается лазерный луч, формирующий картину интерференции. В процессе диагностики регистрируется интерференционное изображение отраженного сигнала с кольцевой структурой, имеющее максимум интенсивности излучения в центре. С использованием стандартного пакета MATLAB проведена обработка полученных изображений с целью определения параметров вибрационно возбуждаемого отражателя в зоне дефекта.

Список использованных источников

[1] Бугаков, И.С., Бугаенко А.Г., Митряйкин В.И., Михайлов С.А. (2003) Оценка состояния композиционных конструкций при усталостных испытаниях путем измерения температуры разогрева Вестник Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского. Серия Механика. 1 (5), с.159-163.

[2.] Кондратьев, А.Е., Загретдинов, А.Р. (2011) Способ контроля технического состояния изделий из многослойных композиционных материалов. Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития Электротехнологии» (XVI Бенардосовские чтения) Казань, КГЭУ, 3, с. 4 – 6.

[3] Неразрушающий контроль и техническая диагностика (2005) Под ред. Клюева В.В – М: Машиностроение, – 656с.

[4] Avdelidis N.P. Moropoulou A/, Marioli-Riga Z.P., (2003) “Invited Paper: The technology of composite patches and their structural reliability inspection using infrared imaging” Journal of Progress in Aerospace Sciences. 39(4), pp. 317-328.

[5] Bates D., Smith G., Lu D., Hewitt J. (2000) “Rapid thermal non-destructive testing of aircraft components”, Journal of Composites Part B: Engineering, Vol. 31, No 3, pp 175-185.

[6] Лихопой, А.А. (2007) Исследование акустических низкочастотных методов и разработка усовершенствованных средств дефектоскопии многослойных конструкций. Автореферат дисс. … канд. техни. наук. М.: ЗАО "НИИИН МНПО "Спектр". – 22 с.

[7] Астафьева, Н.М. (1996) Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения. Успехи физических наук, 166. (11) - с. 1145– 1154.

[8] Гонсалес, Р., Вудс, С. Эддинс. М (2006) Цифровая обработка изображений в среде MATLAB Техносфера, – 616 с.

[9] Дьяконов, В.П. Абраменкова И.В. (2002) MATLAB: Обработка сигналов и изображений. СПб.: Питер, – 608 с.

METHOD OF LASER VIBRATING DEFEKTOSKOPY OF MULTILAYER COMPOSITE MATERIALS

Vasily I. Mordasov
Nadezhda A. Sazonnikova

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
nasazonnikova@yandex.ru

Alexander D. Storozh
Nikolay E. Grebnev
Dmitry N. Grebnev

OAO "SPC"Progress"
Zemetsa str, 18, Samara , 443009, Russian Federation
mail@progress.samara.ru

Advanced modern technology is characterized by constant worldwide growth of the use of polymeric composite materials, that enable developers to achieve better technical and economic characteristics. Current technology does not guarantee that those products or other defects that reduce the quality of the product. The emergence of multi-layer structures required the The proposed laser- vibration method for detecting defects in the internal structure of the multilayer composite materials provides the possibility of obtaining a generalized same signal from several independent sensors, automated registration and image processing, the presence of internal defects in the interference pattern of the reflected signal takes an elongated shape or are offset and breaks fringes as well as the shift of the maximum intensity. Standard package used MATLAB to capture and process images. The program has a bank of internal defects, which was gained by experience.

Key words: *Multilayer composite materials , the internal structure of defects, laser vibrating method , image analysis , synthesis signal database defects*

References

[1] Bugakov I.S., Bugaenko A.G., Mitriaikina V.I., Mikhailov S.A. (2003) Otsenka sostoyania kompozitsionnyh konstruktsiy pri ustalostnyh ispytaniyah pytem izmereniya temperatury razogreva [Assessment of composite structures under fatigue tests by measuring the heating temperature]. .Vestnik NNGU, Seria Mekhanika[Bulletin of the Nizhny Novgorod University. NI Lobachevsky . Mechanic Series ю1 (5). pp.159 -163 (in Russian) .

[2] Kondratyev A.E., Zagretdinov A.R. (2011) Sposob kontrolya tekhnicheskogo sosotoyaniya izdeliy iz kompozitsionnih materialov [A method for controlling technical conditions of products from multi-layer composite materials] Trudy Mezhdunarodnoy konferentsii "XVI Benardosovskie chteniya"[Proc. 16th Int. ymp.conference " State and prospects of Electrotechnology » (XVI Benardosovskie reading)]Kazan, KSPEU, 3, pp. 4 – 6 (in Russian).

[3] Nerazrushayushchiy kontrol i technichesklaya diagnostika [Nondestructive Testing and Technical Diagnostics] (2005) Under edition of V.V. Klyuyev – M.: Mechanical Engineering , – 656p (in Russian).

[4] Avdelidis, N.P., Moropoulou, A., Marioli-Riga, Z.P. (2003) "Invited Paper: The technology of composite patches and their structural reliability inspection using infrared imaging", Journal of Progress in Aerospace Sciences, 39 (4),pp 317-328.

[5] Bates, D., Smith, G., Lu, D., Hewitt, D., (2000)"Rapid thermal non-destructive testing of aircraft components", Journal of Composites Part B: Engineering. 31 (3) , pp 175-185.

[6] Lihopoy A.A. (2007) Issledovanie akusticheskih nizkochastotnyh metodov i razrabotka usovershenstvovannyh sredstv defektoskopii mnogosloynih konstruktsiy [Investigation of low-frequency acoustic methods and development of improved means inspection of multilayer structures. Can. tech. sci. diss. abstracts] Moscow: ZAO " NIIIN MNPO " Spectrum " 22 p (in Russian).

[7] Astafijeva N.M. (1996) Veyvlet analis: osnovy teorii I primery primeneniya [Wavelet analysis: basic theory and application examples / Successes of Physics Sciences. 166 (11). - pp. 1145 – 1154 (in Russian).

[8] Gonzalez R., Woods S., Eddins M. (2006) Tsifrovaya obrabotka izobrazheniy v MATLAB [.Digital image processing environment MATLAB.M. Technosphere, - 616 p (in Russian).

[9] Dyakonov V.P., Abramenkova I.V. (2002) MATLAB: Obrabotka signalov I izobrazheniy v MATLAB [Signal and image processing. St. Petersburg: Peter , 608 p (in Russian).

УДК 621.534

О РАЗРАБОТКЕ КОМПАКТНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГТД

В.П. Шорин
А.Г. Гимадиев
Н.Д. Быстров

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
gimadiev_ag@mail.ru,
bystrof-nd@yandex.ru

При экспериментальной доводке авиационных и наземных газотурбинных двигателей (ГТД) высоко информативным параметром являются пульсации давления по газо-воздушному тракту. Поскольку из-за высоких температур и уровня вибраций датчики давлений не соответствуют допустимым, то они подключаются к точке измерения при помощи подводящих каналов, образуя акустический зонд. Без корректирующих элементов в зонде возникает резонансное усиление колебаний давления, снижающих точность измерения пульсаций. Применяемые корректирующие элементы в виде длинных линий имеют ограниченное применение из-за больших габаритов.

Авторами предложены компактные корректирующие устройства, обеспечивающие измерение пульсаций давления акустическим зондом в широком диапазоне изменения среднего давления. Корректирующие устройства реализованы в виде набора капиллярных каналов и регулируемого по среднему давлению акустического дросселя из пористого материала МР. Приведена методика выбора параметров и конструктивное исполнение корректирующих устройств.

Ключевые слова: *ГТД, пульсации давления, акустический зонд, волноводный канал, динамическая погрешность, корректирующий элемент, регулируемый RC-фильтр, частотная характеристика, стенд, эксперимент, анализ.*

1 Введение

Пульсации давления в газо-воздушном тракте ГТД порождаются срывными явлениями в компрессоре, вибрационным горением в камере сгорания и вихревыми дорожками за плохообтекаемыми элементами двигателя. Пульсации давления существенно влияют на газодинамическую устойчивость компрессора. Поэтому точное измерение пульсаций давления является важным при экспериментальной доводке ГТД. В пользу указанного обстоятельства свидетельствуют многочисленные публикации как зарубежных, так и отечественных авторов, например [1-8]. Для обеспечения высокоточных измерений пульсаций давления предпринимались теоретические исследования и выполнялись конструкторские разработки зондов для измерения пульсаций давления, поскольку в подавляющем большинстве случаев датчики быстропеременных давлений не могут устанавливаться непосредственно в точку измерения. Для подавления резонансных явлений в подводящих волноводных каналах применялись корректирующие элементы [9-11]. Весьма эффективным средством борьбы с резонансными явлениями в подводящих каналах зондов является так называемая "длинная линия" [12-14].

Авторами ранее был разработан зонд для применения в условиях повышенных средних давлений и температур в тракте ГТД, с волноводным каналом длиной 40 м при диаметре 6 мм [15]. Такой акустический зонд обладает большими габаритами и массой и по этой причине часто не удается его размещать в стесненных условиях испытательного стенда. В этой связи особую актуальность приобретает создание компактного и, в то же время достаточно точного, акустического зонда, который можно было бы использовать при стендовых испытаниях ГТД.

2 Корректирующий элемент в виде набора капиллярных каналов

Габариты корректирующего или согласующего устройства в виде длинной линии можно значительно сократить, если повысить в нем поглощение энергии передаваемых пульсаций давления. В качестве такого элемента предлагается использовать набор капиллярных каналов с суммарной площа-

дью поперечного сечения, равной площади сечения волновода.

Авторами разработана методика расчета согласующего устройства в виде пучка капиллярных каналов и соответствующий компонент программы РУДИП, позволяющий рассчитывать АЧХ передающего трубопроводного канала с пучком капиллярных каналов в виде согласующего устройства [16].

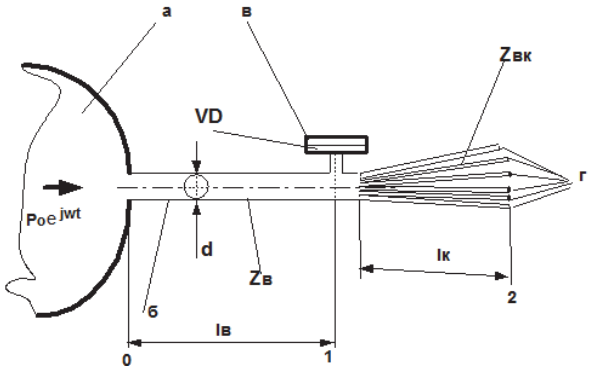


Рисунок 1. Схема пневматического зонда с капиллярным КЭ:
а – объект; б - подводящий канал; в - приемник информации; г –набор капилляров

Для формирования алгоритма выбора оптимальных параметров устройства с капиллярным КЭ проведен анализ влияния характеристик капиллярного КЭ на АЧХ цепи, построенных на основе частотной функции.

Пусть суммарная площадь проходного сечения капилляров равна площади поперечного сечения подводящего канала или $N_{кп} = 1/\overline{d}_{кп}^2$. Из анализа АЧХ цепи следует, что, чем больше длина и число капилляров, тем равномернее передача колебаний давления. Однако при увеличении длины капиллярного канала больше определенного значения, влияние длины капилляров на равномерность АЧХ ослабевает.

3 Корректирующее элемент в виде регулируемого RC-фильтра

В работе [15] показано, что для акустических зондов, альтернативой КЭ в виде длинной линии может служить RC-фильтр, обладающий малыми габаритами. Что касается массы такого КЭ, то она может быть снижена на порядок по сравнению с массой длинной линии при условии применения легких сплавов.

Расчеты, проведенные по программе РУДИП [16] показывают, что оптимальное согласование достигается, когда при достаточной емкости расширительной камеры сопротивление КЭ равно волновому сопротивлению подводящего волноводного канала.

Поскольку волновое сопротивление подводящего канала линейно меняется при изменении абсолютного давления газовой среды, то в предлагаемой конструкции КЭ рекомендуется применить регулируемый дроссель. В конструкции КЭ реализован принцип регулирования активной длины дросселя в зависимости от изменения среднего давления. Для регулируемого сопротивления предложен дроссель из материала МР (металлический аналог резины), состоящий из пакета 3-х элементов МР, установленных на конце трубки таким образом, чтобы выход ослабленных за счет преодоления активного сопротивления дросселя пульсаций давления из отверстий трубки, выполненных на заданной длине, перекрывался ползуном, приводимым в движение сильфоном. Сильфон нагружен внутренним давлением в расширительной камере RC-фильтра с одной стороны и усилием пружины и атмосферным давлением с другой. Равновесие рассмотренных сил обеспечивает требуемую деформацию сильфона и, следовательно, необходимую длину дросселирования пульсаций через дроссель (рисунок 2).

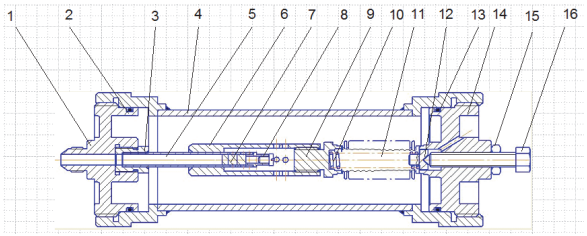


Рисунок 2. Конструктивная схема RC-фильтра:
1–крышка штуцерная; 2,13–уплотнительное резиновое кольцо; 3–футорка; 4–корпус сварной; 5–тубка (полый плунжер); 6–ползун (втулка); 7–дроссель из материала МР (состоит из трех однотипых элементов); 8–Заглушка (втулка резьбовая с винтом; 9-переходник сильфонный; 10–пружина цилиндрическая;11–сильфон; 12– упор; 14– крышка сильфонная; 15–контргайка;15– регулировочный винт

4 Расчёт корректирующего элемента в виде регулируемого RC-фильтра

Для регулируемого дросселя RC-фильтра из материала МР сопротивление пропорционально длине дросселирования. Отсюда следует соотношение:

$$\frac{\Delta l_{нач}}{\Delta l_{нач} + \Delta L} = \frac{p_{НМ}}{p_{НБ}} \qquad (1)$$

Из соотношения (1) можно найти:

$$\Delta l_{нач} = \frac{r \cdot \Delta L}{1 - r} \qquad (2)$$

где $r = p_{НМ} / p_{НБ}$; ΔL - рабочий ход сильфона; $\Delta l_{нач}$ – начальная длина дросселирования газа в дросселе при начальном давлении работы акустического зонда; $p_{НМ}$ – наименьшее давление газа (начало работы, абс); $p_{НБ}$ – наибольшее давление, при котором зонд работает в расчётном режиме (абс).

Очевидно, что полная длина дросселя будет равна

$$l_{ДР} = \Delta l_{нач} + \Delta L \qquad (3)$$

Сопротивление цилиндрического дросселя из МР - $R_{др}$ определяется по выражению [17]:

$$R_{др} = A_1 \frac{(1 - П)^2}{П^3} \cdot \frac{l_{др} \cdot \mu}{d_{пр}^2 \cdot S_{др}} \qquad (4)$$

где A_1 - коэффициент структуры материала МР.

В тоже время сопротивление подводящего канала-волновода акустического зонда определяется следующим выражением [8]:

$$z_B = \frac{p}{R_Г \cdot T} \cdot \frac{c}{S_{тр}}, \qquad (5)$$

где в выражениях (4) и (5) $A_1 = 75$; П – пористость дросселя из материала МР; μ - динамическая вязкость газа; $d_{пр}$ - диаметр проволоки заготовки для дросселя МР; $S_{др}$ - площадь поперечного сечения цилиндрического дросселя; z_B - волновое сопротивление цилиндрического трубопровода (подводящего канала); ρ - плотность рабочей среды; с – скорость звука в рабочей среде; p – абсолютное давление рабочей среды; $R_Г$ - газовая постоянная; T – абсолютная температура; $S_{тр}$ - площадь поперечного сечения трубопровода.

Если приравнять $R_{др}$ к z_B при давлении рабочей среды, соответствующем наибольшему расчетному значению, то принимая во внимание зависимость (3), можно определить комплекс $K(П) = (1 - П)^2 / П^3$ при условии, что $S_{др} = S_{тр}$.

Нетрудно показать, что

$$l_{ДР} = \frac{r \cdot \Delta L}{1 - r} + \Delta L = \Delta L / (1 - r)$$

или

$$l_{ДР} = \frac{\Delta L \cdot p_{НБ}}{p_{НБ} - p_{НМ}} \qquad (6)$$

Отсюда находим выражения для расчёта *К(П):*

$$K(П) = \frac{(p_{НБ} - p_{НМ}) \cdot c \cdot d_{пр}^2}{A_1 \cdot R_Г \cdot T \cdot \mu \cdot \Delta L} \qquad (7)$$

Рассмотрим случай, когда RC-фильтр работает за счет только упругости сильфона. Наибольшее усилие $R_{сильф}$, развиваемое сильфоном (марка 31-18-0.18 по ТУ 3-122-81 исполнение 1) при рабочем ходе 10 мм, равно16,5 кгс.

Отсюда находится избыточное давление газа $p_{НБ.ИЗБ} = R_{сильф} / S_{сил}$, где $S_{сил}$ - эффективная площадь сильфона. Для сильфона марки 31-18-0.18, примененного в настоящей разработке, $S_{сил}$ составляет 2,34 см^2. Отсюда находим $p_{НБ.ИЗБ} = 7,05 \frac{кгс}{см^2}$.

С учётом атмосферного давления находим наибольшее абсолютное давление $p_{НБ} = 8,05 \frac{кгс}{см^2}$.

Рассчитаем характеристики дросселя из материала МР для RC-фильтра. Примем:

$p_{НБ} = 8{,}05 \cdot 10^5\ Па$; $p_{НМ} = 1 \cdot 10^5\ Па$;

$c = 341\ м/с$; $d_{пр} = 0{,}09\ мм$; $A_1 = 75$;

Из соотношения (7) следует: $K(П) = 1{,}63$.

При известном $K(П)$ из графика на рисунке 4 находим П=0.52.

Характеристики сильфона должны удовлетворять следующим требованиям:

- обладать линейной характеристикой «усилие сжатия-деформация»;
- должен обладать рабочим ходом не менее 10 мм;
- должен быть рассчитан для режима внешнего нагружения;
- должен иметь наибольшее рабочее давление, соответствующее наибольшему рабочему давлению акустического зонда;
- должен обладать линейной характеристикой;
- не должен обладать гистерезисом;
- должен работать при температуре до 100 С;
- должен выдерживать 10000 полных рабочих ходов.

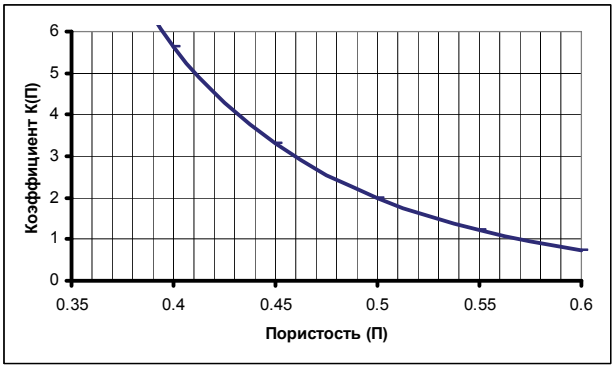


Рисунок 3. Зависимость комплекса $K(П)$ от пористости образца из материала МР

В результате изучения имеющихся в производстве сильфонов был выбран «Сильфон однослойный ТУ-3-122-81 исполнение 1» с внутренним посадочным диаметром бортика [18].

Важной характеристикой сильфона является его жёсткость. На рисунке 4 представлена экспериментально определённая характеристика сильфона.

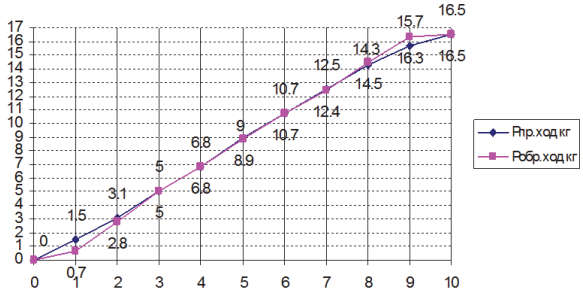


Рисунок 4. Характеристика силового нагружения сильфона 31-18-0.18

5 Экспериментальные исследования

На рисунке 5 представлена конструктивная схема экспериментального образца зонда с RC-фильтром и датчиком давления PCB M102A07.

.

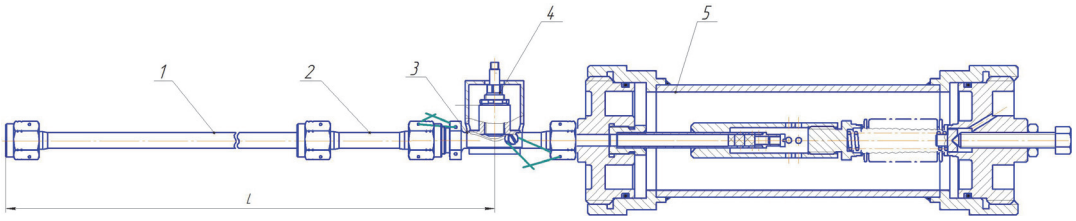


Рисунок 5. Конструктивная схема акустического зонда:
1 - подводящий трубопровод (d_y 6, длина 0,7 м); 2 – проставка (d_y 6, длина 0,15 м); 3 – корпус датчика пульсаций давления; 4 - датчик пульсаций PCB M102A07 (США); 5 -акустический RC-фильтр

Частотные испытания экспериментального зонда осуществлялись на частотном стенде СГАУ (рисунок 6) при средних давлениях от 2 до 8 кгс/см^2 (абс.) и амплитудах коле-

баний давления до 0,1 кгс/см^2 в диапазонах частот: 5…800 Гц.

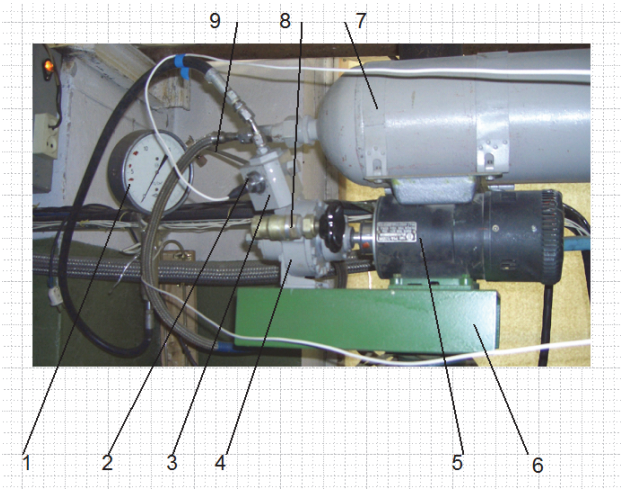


Рисунок 6. Общий вид пульсатора с испытательной камерой, с контрольным датчиком быстропеременных давлений PS 2001 и экспериментальным акустическим зондом: 1 -манометр 0-2,5 МПа; 2- датчик быстропеременных давлений PS 2001; 3- испытательная камера пульсатора; 4- пульсатор; 5- электропривод МА-500; 6-монтажная плита; 7- буферная емкость; 8- вентиль; 9- подводящий патрубок акустического зонда

Методика обработки экспериментальных данных, поступивших с экспериментального образца акустического зонда и контрольного датчика пульсаций давления, расположенного в динамической камере пульсатора, основана на сравнении зарегистрированных амплитуд пульсаций давления. Сигналы с датчика пульсаций давления акустического зонда и контрольного датчика поступали на вход платы MIC-201 измерительно-вычислительного комплекса MIC-026 и с помощью программы *Recorder* записывались на жесткий диск компьютера.

6 Анализ экспериментальных частотных характеристик акустического зонда

На рисунке 7 представлена АЧХ разработанного экспериментального зонда при среднем давлении, равном 5 кгс/см^2 (изб.)

Анализ полученных теоретических и экспериментальных АЧХ показывает, что акустический RC-фильтр выполняет свои функции по созданию условий неотражающей нагрузки и обеспечению равномерной передачи колебаний давления по волноводному

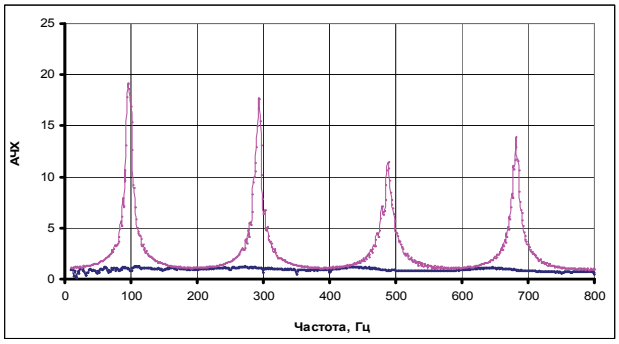


Рисунок 11. Амплитудно-частотные характеристики зонда с подводящим каналом длиной 910 мм, диаметром 6 мм при среднем давлении 5 кгс/см^2 (изб.): график красного цвета – без RC-фильтра; график чёрного цвета – с RC-фильтром

каналу зонда. В дальнейшем предполагается доработка конструкции RC-фильтра с целью более точного согласования его характеристики с параметрами волноводного канала при изменении среднего давления в объекте контроля, а также планируется дальнейшее снижение его массы.

7 Заключение

Теоретически обоснована и разработана конструкция экспериментального зонда для измерения пульсаций давления в камере сгорания ГТД с автоматически перестраиваемым акустическим RC-фильтром, позволяющим проводить измерения в широком диапазоне среднего давления.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) (шифр темы 2013-218-04-4777).

Список использованных источников

[1] Dowling, A. P., Morgans, A. S. Feedback control of combustion oscillations. Annual Review of Fluid Mechanics, № 37, 2005.- P.151-182.

[2] Canbazoglu, S., Yakut, K. Reduction of peak amplitudes of pressure fluctuations in turbulent pipe flow using vortex generators and compliant boundaries. HVAC and Research, № 11(3), 2005.- P. 487-498

[3] Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines : Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. Yang, Vigor Lieuwen, Tim. American Institute of Aeronautics and Astronautics Location. 2006.- 672 p.

[4] Choutapalli,I., Krothapalli, A., Arakeri, J.H. An experimental study of an axisymmetric turbulent

pulsed air jet. Journal of Fluid Mechanics, № 631, 2009. - P.- 23-63.

[5] Instantaneous pressure measurement in pulsating high temperature internal flow in ducts Benajes, Jesus; Bermudez, Vicente; Climent, Hector; Rivas-Perea, Manuel. Applied Thermal Engineering 61.2 (Nov 1, 2013). - P. 48-54.

[6] Шорин В. П., Гимадиев А. Г., Быстров Н. Д. Гидравлические и газовые цепи передачи информации [Текст] // М.: Машиностроение, 2000.- 328 с.

[7] Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст] // В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров / - Самара: Изд-во Самарск. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 132 с.

[8] Фурлетов, В.И. Обеспечение термоакустической устойчивости в низкоэмиссионных камерах сгорания. / В.И. Фурлетов, Г.К. Ведешкин // Экологические проблемы авиации. Раздел 3. Эмиссия вредных веществ от газотурбинных установок. / Под ред. Ю.Д. Халецкого.-М.: ТОРУС-ПРЕСС, 2010.-С.433-450.

[9] Петунин А.Н. Методы и техника измерений параметров газового потока. – М.: Машиностроение, 1972.- 332с.

[10] Gimagiev A., Bystrov N. Dampfung und Korrektur der dynamischen charakteristika von runehden Flussigkeitskanalen von Regel- und Kontrollsystemen.- H. Fachtagung, Hydraulik und Pneumatik, Vortrage tell 4. Fachtagund Hydraulik und Pneumatik, Vortrageteils, DDR, , Magdeburg, 1981. -S. 604-609.

[11] Gimagiev A., Bystrov N. Korrekturr der Frequeuz gauge der Hydrauik –und Grasinformations-Ketten 5.Fachtagund Hydraulik und Pneumatic, Vortrageteils, DDR, Drezden, 1983.- S. 347-359.

[12] V.I. Furletov, A.N. Dubovitsky, and G.S. Khanyan, "Determination of frequency characteristics for "transducer waveguide" system under high gas parameters". IGTC 2007 Tokyo TS-160. Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, December 3-7, 2007.

[13] Фурлетов, В.И. Определение частотной характеристики измерительной системы «датчик колебаний давления-волновод» при повышенных параметрах газа / В.И. Фурлетов, А.Н. Дубовицкий, Г.С. Ханян // Развитие средств и методов испытаний авиационных двигателей (Сборник статей). Колл. авторов – М.: ЦИАМ, 2010.-252 с.

[14] Шорин, В.П. Разработка и экспериментальное исследование частотных характеристик акустических зондов для измерения пульсаций давления в газогенераторе /В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский, Т.Г. Александрова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), 2012. − №3(34)-2. − С. 269-274.

[15] Гимадиев А.Г. Разработка малогабаритного акустического зонда для измерения пульсаций давления в газодинамическом тракте ГТД / А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), 2014. − № 1 - С. 98-106.

[16] Гимадиев А.Г. Разработка методики и программы расчёта неоднородных газовых измерительных цепей /А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.В. Устинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), 2012. − №3(34)-2. − С. 263-268.

[17] Изжеуров, Е.А. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик упругопористого материала МР для систем двигателей летательных аппаратов [Текст]: Дис. канд. техн. наук/ Е.А. Изжеуров. – Куйбышев: КуАИ, 1975. -137 с.

[18] www.komarma.ru

ON THE DEVELOPMENT OF A COMPACT ACOUSTIC PROBE FOR PRESSURE OSCILLATION MEASUREMENTS IN GAS TURBINE ENGINE

V.P. Shorin
A.G. Gimadiyev
N.D. Bystrov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
gimadiev_ag@mail.ru
bystrof-nd@yandex.ru

In the experimental fine-tuning of aircraft and ground-based gas turbine engine the gas-air line pressure oscillations is highly informative parameter. Because of the high temperatures and vibration levels the pressure sensors are connected to the measuring point using the supply channels, forming an acoustic probe. The probe resonant pressure oscillation amplification occurs if no correcting elements in, reducing the accuracy of the measurement. Applicable corrective elements in the form of long capillary channels are of limited use because of the large size. The authors suggest corrective compact device capable of measuring the acoustic pressure oscillations by the probe in a wide range of medium pressure. Corrective devices are implemented as a set of capillary channels and regulated by the average acoustic pressure throttle of a porous material. The technique of selecting parameters and design of the corrective devices presented.

Key words: *gas turbine engine, pressure oscillations, acoustic probe, waveguide channel, dynamic error correction element, adjustable RC-filter frequency response, stand, experiment, analysis*

References

[1] Dowling, A. P., Morgans, A. S. Feedback control of combustion oscillations. Annual Review of Fluid Mechanics, № 37, 2005.- P.151-182.
[2] Canbazoglu, S., Yakut, K. Reduction of peak amplitudes of pressure fluctuations in turbulent pipe flow using vortex generators and compliant boundaries. HVAC and Research, № 11(3), 2005.- P. 487-498
[3] Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines : Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. Yang, Vigor Lieuwen, Tim.
American Institute of Aeronautics and Astronautics Location. 2006.- 672 p.
[4] Shoutapalli,I., Krothapalli, A., Arakeri, J.H. An experimental study of an axisymmetric turbulent pulsed air jet. Journal of Fluid Mechanics, № 631, 2009. - P.- 23-63.
[5] Instantaneous pressure measurement in pulsating high temperature internal flow in ducts Benajes, Jesus; Bermudez, Vicente; Climent, Hector; Rivas-Perea, Manuel. Applied Thermal Engineering 61.2 (Nov 1, 2013). - P. 48-54.
[6] Shorin V. P., Gimadiev A. G., Bystrov N. D. Gidravlicheskie i gazovye cepi peredachi informacii [Tekst] // M.: Mashinostroenie, 2000.- 328 s.
[7] Akusticheskie metody i sredstva izmerenija pul'sacij davlenija [Tekst] // V.P. SHorin, E.V. SHahmatov, A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov / - Samara: Izd-vo Samarsk. gos. ajerokosm. un-ta, 2007. – 132 s.
[8] Furletov, V.I. Obespechenie termoakusticheskoj ustojchivosti v nizkojemissionnyh kamerah sgoranija. / V.I. Furletov, G.K. Vedeshkin // JEkologi-cheskie problemy aviacii. Razdel 3. JEmissija vrednyh veshhestv ot gazoturbinnyh ustanovok. / Pod red. JU.D. Haleckogo.-M.: TORUS-PRESS, 2010.-S.433-450.
[9] Petunin A.N. Metody i tehnika izmerenij parametrov gazovogo potoka. – M.: Mashinostroenie, 1972.- 332s.
[10] Gimagiev A., Bystrov N. Dampfung und Korrektur der dynamischen charakteristika von runehden Flussigkeitskanalen von Regel- und Kontrollsystemen.- H. Fachtagung, Hydraulik und Pneumatik, Vortrage tell 4. Fachtagund Hydraulik und Pneumatik, Vortrageteils, DDR, , Magdeburg, 1981. -S. 604-609.
[11] Gimagiev A., Bystrov N. Korrekturr der Frequeuz gauge der Hydrauik –und Grasinformations-Ketten 5.Fachtagund Hydraulik und Pneumatic, Vortrageteils, DDR, Drezden, 1983.- S. 347-359.
[12] V.I. Furletov, A.N. Dubovitsky, and G.S. Khanyan, "Determination of frequency characteristics for "transducer waveguide" system under high gas parame-ters". IGTC 2007 Tokyo TS-160. Proceedings of the In-ternational Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, December 3-7, 2007.
[13] Furletov, V.I. Opredelenie chastotnoj harakteristiki izmeritel'noj sistemy «datchik kole-banij davlenija-volnovod» pri povyshennyh para-metrah gaza / V.I. Furletov, A.N. Dubovickij, G.S. Hanjan // Razvitie sredstv i metodov ispytanij aviacionnyh dvigatelej (Sbornik statej). Koll. avtorov – M.: CIAM, 2010.-252 s.
[14] Shorin, V.P. Razrabotka i jeksperimental'-noe issledovanie chastotnyh harakteristik akusticheskih zondov dlja izmerenija pul'sacij davlenija v gazogeneratore /V.P. SHorin, A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov, S.A. Il'inskij, T.G. Aleksandrova // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta), 2012. − №3(34)-2. − S. 269-274.
[15] Gimadiev A.G. Razrabotka malogabaritnogo akusticheskogo zonda dlja izmerenija pul'sacij davlenija v gazodinamicheskom trakte GTD / A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov, S.A. Il'inskij // Vestnik Sa-marskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo uni-versiteta im. akademika S.P. Koroljova (nacional'-nogo issledovatel'skogo universiteta), 2014. − № 1 - S. 98-106.
[16] Gimadiev A.G. Razrabotka metodiki i programmy raschjota neodnorodnyh gazovyh izmeritel'-nyh cepej /A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov, A.V. Usti-nov // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Ko-roljova (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta), 2012. − №3(34)-2. − S. 263-268.
[17] Izzheurov, E.A. Issledovanie gidrodinami-cheskih i fil'troval'nyh harakteristik uprugoporistogo materiala MR dlja sistem dvigatelej letatel'nyh apparatov [Tekst]: Dis. kand. tehn. nauk/ E.A. Izzheurov. – Kujbyshev: KuAI, 1975. - 137 s.
[18] www.komarma.ru

УДК 621.43.068

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАТАЛИТИЧЕСКИХ БЛОКОВ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В.В. Галевко
Р.И. Рахматов

Московский автомобильно-дорожный государственный университет (МАДИ)
Ленинградский проспект, 64
г. Москва, Россия, 125319
galewkow@mail.ru
rri@live.ru

Г. Г. Надарейшвили
С.И. Юдин

ООО "НТЦ МСП"
ул. Довженко, 6
г. Москва, Россия, 119590
ntcmsp2002@mail.ru

К.В. Ходосевич

ООО "НТЦ МСП"
Str. Chatelain, 26A
St. Petersburg, Russia194021
khodosevkv@corning.com

Объектом исследовательской работы являются керамические блоки и сажевые фильтры производства фирмы CORNING, применяемые при разработке и серийном изготовлении систем обработки отработавших газов (СООГ) для легковых и грузовых автомобилей, обеспечивающие в составе автомобиля выполнение норм по токсичности и шуму. Цель работы – определение акустических параметров блоков для дальнейшего применения этих данных в расчётной разработке элементов СООГ при конечно-элементом моделировании. Набор блоков с различными типовыми параметрами по диаметру, длине, плотности ячеек испытывались на акустическом стенде по ранее разработанным методикам. Определялись усредненные по объему каждого блока такие акустические волновые параметры, как комплексная приведенная скорость звука и комплексная приведенная плотность. Приведена методика подготовки блоков к испытаниям на акустическом стенде, методика и результаты испытаний на стенде, методика и результаты обработки результатов испытаний и необходимых расчётов. Приведены результаты и анализ результатов работы с оценкой ошибок, как в части проведения измерений, так и в части расчётной обработки данных.

Ключевые слова: *система обработки отработавших газов (СООГ), автомобильный двигатель, каталитический блок, сажевый фильтр, акустический стенд, акустические волновые параметры, расчётный метод конечных элементов*

1 Введение

В последнее время обязательным элементом систем обработки отработавших газов является блок каталитического нейтрализатора, устанавливаемый или как отдельный элемент в металлическом корпусе, или в одном корпусе с глушителем. Для точного расчёта системы выпуска необходимо задание акустических параметров блока, который кроме выполнения своих основных функций по снижению токсичности выпускных газов, является также достаточно эффективным элементом шумоглушения.

Блок нейтрализатора устанавливается в СООГ таким образом, чтобы весь газовый поток проходил через его ячейки и с точки зрения акустики представляют собой параллельный набор прямых капиллярных волноводов. Точные аналитические расчёты прохождения звуковой волны через капилляр требуют информации о таких параметрах блока, как теплопроводность стенок и вязкостное приповерхностное сопротивление с учетом диаметра капилляра [1]. Точность решения подобной задачи определяется возможностью определения указанных параметров "микротрубок" каталитического блока экспериментальным или экспериментально-расчётным путем с проведением комплекса сложных испытаний и последующей математической обработкой результатов. Конечный результат зависит от множества факторов и ошибка метода сложно поддается прогнозированию.

В настоящей работе акустические параметры блока нейтрализатора определялись расчётно-экспериментальным методом.

2 Методики проведения испытании и обработки экспериментальных данных

Весь объем блока нейтрализатора представляется однородной средой с некоторыми присущими ей волновыми параметрами. Звуковая волна, проходящая через нейтрализатор, претерпевает изменения по ампли-

туде и фазе в направлении распространения волны аналогично, как в любой однородной среде. По измеренным характеристикам волны до и после нейтрализатора можно определить любые его усредненные по объему волновые параметры: скорость звука, волновое число, объемный импеданс и т.д.

В настоящее время при проведении стендовых акустических испытаний элементов системы выпуска применяется известный метод четырех микрофонов [2]. Образец материала устанавливается в трубе между двумя парами микрофонов М1-М2 и М3-М4. На одном конце тубы размещается динамик, генерирующий в трубе звуковые волны, а на другом конце акустическая нагрузка. Определив спектры звуковых давлений Р1, Р2, Р3, Р4 в точках расположения микрофонов, расчётным путем разделяют падающую и отраженную волны на входе и выходе образца и находят спектры звуковых давлений P и колебательных скоростей V по обеим сторонам испытываемого образца. Значения давлений и колебательных скоростей связаны между собой матричным уравнением, которое представляет собой систему из двух уравнений с четырьмя неизвестными коэффициентами матрицы передачи испытываемого элемента СООГ T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}. Для нахождения этих коэффициентов необходимы еще два уравнения, которые могут быть получены путем проведения аналогичных дополнительных измерений со второй нагрузкой на выходе измерительной трубы, реализуя, таким образом, метод двух нагрузок.

Полученные экспериментальные результаты далее подвергаются известной математической обработке [3], в результате которой получаем искомые волновые параметры каталитических блоков.

3 Экспериментально-расчётные исследования

2.1 Для проведения экспериментов был определен набор керамических блоков с различными параметрами, приведенными в таблице 1.

Таблица 1

№	Размер (дюймы)	Плотность ячеек (к-во на кв. дюйм)	Тип блока
1	4.662x4.662x4.000	400	сотовый керамический блок
2	4.662x4.662x4.000	600	сотовый керамический блок
3	4.662x4.662x4.000	900	сотовый керамический блок
4	3.543x3.543x3.740	400	сотовый керамический блок
5	5.662x5.662x5.000	400	сотовый керамический блок
6	13.000x13.000x14.000	200	сажевый фильтр
7	5,662x5.662x7,200	300	сажевый фильтр
8	10.500x10.500x6.000	400	сотовый керамический блок типа LFA
9	10.500x10.500x6.000	300	сотовый керамический блок типа LFA

Выбор набора блоков определен из следующих соображений:

- определить зависимость акустических параметров каталитических блоков от плотности ячеек - блоки № 1 - 3, а также № 8 и 9 одинаковых геометрических размеров, но отличаются плотностью ячеек, причем размеры групп блоков 1 - 3 и 8 - 9 существенно отличаются;
- определить зависимость акустических параметров каталитических блоков от размеров блока - блоки № 1, 4, 5 и 8 имеют одинаковую плотность ячеек, но отличаются геометрическими размерами;
- определить акустические параметры блоков сажевого фильтра с различной плотностью ячеек - блоки № 6 и 7.

2.2 Все указанные каталитические блоки были "упакованы", т.е. подготовлены к испытаниям на акустическом стенде в общем виде, представленном на рисунке 1: входной патрубок с присоединительным фланцем; входной конус; упакованный блок; выходной конус; выходной патрубок с присоединительным фланцем.

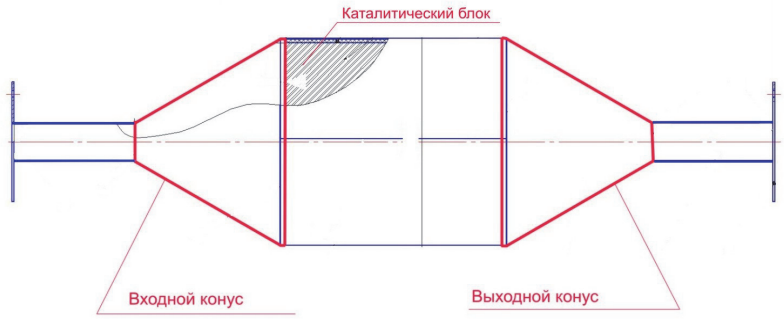


Рисунок 1. Схема упаковки каталитического блока для стендовых испытаний:

2.3 В соответствии с методикой проведения испытаний, были выполнены следующие измерения и расчёты:

2.3.1 По результатам измерений в 4 положениях измерительных микрофонов для каждого частотного диапазона (2 - на входе, 2 - на выходе блока) при двух акустических нагрузках для каждого упакованного блока определялись параметры потери передачи TL и коэффициенты матрицы передачи. Пример результатов расчётно-экспериментального определения коэффициентов матрицы передачи T11 "акустическое давление на входе - акустическое давление на выходе" и T22 "звуковая колебательная скорость на входе - на выходе" (действительная и мнимая часть) каталитического блока 1 в частотном диапазоне 0 - 3 000 Гц приведен на рисунке 2. Для такого симметричного акустического элемента по параметру "вход-выход", как каталитический блок, коэффициенты T11 и T22 должны совпадать. Как видно из рисунка, это требование соблюдается с достаточной точностью во всем диапазоне частот. По отклонению пульсаций графиков от общего тренда можно дать общую оценку ошибки определения коэффициентов матрицы передачи.

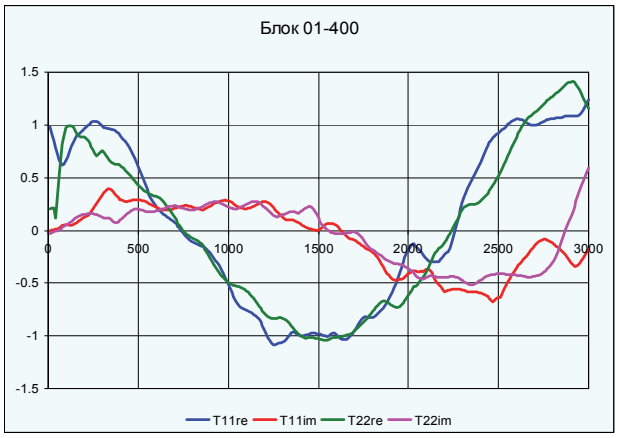


Рисунок 2. Коэффициенты матрицы передачи упакованного каталитического блока

2.3.2 Далее параметры потери передачи самого каталитического блока [T] определялись из решения матричного уравнения

$$[\,TT\,] = [\,Tin\,]\,[\,T\,]\,[\,Tout\,],$$

где:

- матрица потери передачи упакованного блока [TT] определена из эксперимента;
- матрицы потери передачи входного и выходного конуса [Tin] и [Tout] определены по результатам расчётного моделирования методом конечных элементов.

2.3.3 Полученные коэффициенты матриц передач блоков далее использовались в заключительной операции по определению акустических параметров блоков: W - волновое сопротивление, k - волновое число.

4 Результаты испытаний

Результаты расчётно-экспериментального определения акустических параметров каталитических блоков были определены в виде спектров комплексной скорости звука и комплексной плотности усредненной среды каждого каталитического блока. На рисунках 3 и 4 в качестве примера приведены наложенные спектры для блоков с одинаковыми геометрическими размерами: 01_400 (плотность ячеек 400 1/кв.дюйм), 01_600 (плотность ячеек 600 1/кв.дюйм), 01_900 (плотность ячеек 900 1/кв.дюйм) диаметром 4,662 дюйма, длиной 4 дюйма.



Рисунок 3



Рисунок 4

Анализ результатов проведенных испытаний позволяет сделать следующие выводы:

3.1 Каталитические блоки (DOC) одного диаметра с разной плотностью ячеек:

- действительная и мнимая часть плотности блоков, действительная часть скорости звука в среднем не отличается во всем частотном диапазоне для всех блоков;
- мнимая часть скорости звука для частот выше 500 Гц проявляет небольшое, но стабильное отличие - с ростом плотности ячеек мнимая часть (ответственная за поглощение звука) увеличивается.

3.2 Каталитические блоки с одинаковой плотностью ячеек (400), но с разными размерами:

- спектры, как скорости звука, так и плотности в среднем совпадают во всём частотном диапазоне.

3.3 Блоки сажевого фильтра (DPF):

- спектры плотности для блока DPF имеют общий тренд, аналогичный тренду спектра плотности для блока DOC того же диаметра
- спектры скорости звука для блока DPF имеют общий тренд, аналогичный тренду спектра скорости звука для блока DOC того же диаметра только в низкочастотном диапазоне;
- в высокочастотном диапазоне в спектре скорости звука блоков DPF имеется ярко выраженный резонанс: для блока диаметром 13" на частоте 740 - 760 Гц, для блока диаметром 5,662" - на частоте 1300 Гц. Необходимо отметить, что отношение резонансных частот для двух блоков DPF примерно соответствует отношению длин этих блоков (14 и 7,2 дюйма), то есть пики в спектрах скорости звука определяются продольными резонансными колебаниями вдоль длины блоков.

3.4 Разработанная методика в применении к блокам сажевого фильтра позволяет определить акустические параметры для конкретных испытанных образцов сажевого фильтра (только этого размера и плотности ячеек). Для нахождения акустических параметров сажевых фильтров любых типоразмеров необходимо разработать новую методику проведения расчётно-экспериментальных испытаний.

5 Заключение

Проведенные испытания набора керамических блоков с различными типовыми параметрами по диаметру, длине, плотности ячеек, а также сажевых фильтров позволили определить волновые акустические параметры блоков в виде приведенной комплексной скорости звука и плотности среды на основе разработанной расчётно-экспериментальной методики. Полученные результаты позволя-

ют применить их в НИОКТР по разработке систем обработки отработавших газов с использованием расчётных методов конечно-элементного моделирования.

Работа выполнена при поддержке фирмы Corning с предоставлением необходимого набора каталитических блоков и сажевых фильтров.

Список использованных источников

[1] Dickey N.S., et all, Time domain computational modeling of viscothermal acoustic propagation in catalytic converter substrates with porous walls // Journal of the Acoustical Society of America. - 2005 - v.118 (2), P. 808-817.

[2] Song B.H., Bolton J.S. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave number of limp and rigid porous materials // Journal of the Acoustical Society of America. - 2000 - V.107, № 3, P. 1131-1152.

[3] Галевко В.В., Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И. «Совершенствование методики расчётно-экспериментального определения акустических характеристик элементов системы обработки отработавших газов (СООГ)», Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. №3 (25). С. 123-127.

Vladimir V. Galevko
Rakhmatdzhon I. Rakhmatov
The Moscow Auto-Road State University (MADI)
64, Leningradsky Prospekt, Moscow, 125319, Russia
galewkow@mail.ru
rri@live.ru

Givy G. Nadarejshvily
Stanislav I. Yudin
NTC MSP Ltd
6, Dovzenko street, Moscow, 119590, Russia
ntcmsp2002@mail.ru
yudin_si@mail.ru

Konstantin V. Khodosevich
NTC MSP Ltd
6, Dovzenko street, Moscow, 119590, Russia
khodosevkv@corning.com

ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF CATALYTIC UNITS OF EXHAUST SYSTEM

The object of the presented work are ceramic blocks and diesel particulate filters manufactured by CORNING and applied in the development and serial production of the exhaust gas aftertreatment systems for cars and trucks, providing the required emission standards and noise regulations. The purpose of the work is the definition of acoustic parameters of the blocks for the further use of these data in the design of the system components applying finite-element modeling. A set of the blocks with different model parameters: diameter, length, and the cell density was tested on acoustic stand using previously developed methods. Acoustic wave parameters have been identified for each block (namely, the comprehensive speed of sound and comprehensive density). The technique of the test preparation on acoustic test bench, the methodology and results of testing, the methodology and the processing of the results are presented. The estimation of measurement and calculation errors are presented.

Key words: *Exhaust system; automobile engine; catalytic block; particulate filter; acoustic stand; acoustic wave parameters; calculation method of finite elements.*

References

[1] Dickey N.S., et all, Time domain computational modeling of viscothermal acoustic propagation in catalytic converter substrates with porous walls // Journal of the Acoustical Society of America. - 2005 - v.118 (2), P. 808-817.

[2] Song B.H., Bolton J.S. A transfer-matrix ap-proach for estimating the characteristic impedance and wave number of limp and rigid porous materials // Jour-nal of the Acoustical Society of America. - 2000 - V.107, № 3, P. 1131-1152.

[3] Galevko V.V., Nadarejshvili G.G., JUdin S.I. «Sovershenstvovanie metodiki raschjotno-jeksperimental'nogo opredelenija akusticheskih ha-rakteristik jelementov sistemy obrabotki otrabo-tavshih gazov (SOOG)», Vektor nauki Tol'jattinskogo gosudarstvennogo universiteta. 2013. №3 (25). S. 123-127.

УДК 582.29

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ С ПОМОЩЬЮ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

М.Н. Осипов,
А.Н. Чекменев,
Ю.Д. Щеглов,
И.Н. Фалилеев,
Н.А. Шарафутдинов

Самарский государственный университет
Академика Павлова, 1,
г. Самара, Российская Федерация, 443011
osipov7@yandex.ru

Экспериментальные методы, и в особенности методы когерентной оптики, являются в настоящий момент основой, как при фундаментальных исследованиях различных задач механики, так и при практическом контроле и разработке новых элементов конструкций в различных областях промышленности, так как эти методы исследований являются неразрушающими и не влияют на происходящие процессы.
В работе теоретически и экспериментально обоснован способ определения частотных характеристик механических конструкций в реальном времени с помощью спекл-интерферометрии на основе анализа поведения интенсивности одиночного спекла. Предложена оптическая схема, в которой одновременно происходит регистрация стандартной цифровой спекл-интерферограммы на ПЗС - матрице и поведения распределения интенсивности в одиночном спекле с использованием быстродействующих фотодетекторов, что позволяет фиксировать формы резонансных колебаний механических конструкций, подверженных динамическим нагрузкам и проводить измерения их частотных характеристик (амплитуда, частота, декремент затухания и т.п.) в реальном времени. Рассмотрены основные требования и ограничения, накладываемые на элементы оптической схемы. Описан алгоритм расшифровки изменения интенсивности одиночного спекла. Представлены результаты экспериментальных исследований, показывающие, что предложенный способ позволяет проводить измерение частотных характеристик механических конструкций в реальном времени.

***Ключевые слова**: Экспериментальные оптические методы механики; неразрушающие методы исследований; динамические процессы в механике; резонансные колебания; спекл интерферометрия; обработка и анализ изображений и сигналов*

1 Введение

Методы когерентной оптики – голографическая и спекл-интерферометрии представляют собой уникальные технологии бесконтактных измерений, которые позволяют контролировать одновременное смещение точек сразу по всей доступной наблюдению поверхности объекта. Классическая реализация интерферометрических измерений предполагает обеспечение жестких условий измерения, исключающих различного рода помехи. Как правило, интерферометрические установки стационарны и часто требуют механического контакта с контролируемым объектом, что приводит к искажению регистрируемой информации.

Из сказанного следует, что разработка автоматизированных интерферометрических устройств и методов расшифровки интерферограмм, является актуальной задачей для экспериментальных исследований в механике.

Особое внимание в настоящие время уделяется расширению сферы применения методов когерентной оптики, и в особенности интерферометрических методов на основе спекл-интерферометрии.

Стандартные методы голографической и спекл-интерферометрии, как правило, не позволяют исследовать частотные характеристики механических конструкций в реальном времени, так как при исследованиях в основном используются: метод усреднения во времени [1]; метод двух экспозиций либо импульсный стробоскопический метод [2,3]. Также из-за наличия собственных шумов (зернистость интерференционных картин), возникают ограничения по измеряемому диапазону перемещений, а также по точно-

сти и чувствительности измерений [4]. Кроме того эти шумы затрудняют обработку спекл-интерферограмм. Отметим, что исследование высокочастотных колебаний и их форм, как в голографической, так и в спекл-интерферо-метрии затруднено или становится невозможным в силу того, что падает контраст интерференционных полос при больших амплитудах и частотах. Также следует отметить, что промышленное применение спекл-интерфе-рометрии требует создание специализированных дорогостоящих стендов, и, кроме того, исследования можно проводить в основном с малогабаритными изделиями [5].

Расшифровка экспериментальных голографических и спекл-интерферограмм является чрезвычайно трудоемким процессом, в результате которого могут появляться неоднозначные результаты.

В работах [6-11] большое внимание уделено вопросам расшифровки спекл-интерферограмм. Предлагаются различные методы расшифровки спекл-интерферограмм основанные на Фурье и вейвлет преобразованиях, создании виртуальных спекл картин, статистических методов обработки изображений, что позволяет повысить качество обработки интерферограмм. Однако методы, предлагаемые в данных работах, частично решают указанные проблемы голографической и спекл-интерферометрии. Проблема регистрации динамических процессов в реальном времени полностью на данный момент не решена.

Для решения указанных проблем в данной работе представлен автоматизированный комплекс оптоэлектронного помехоустойчивого спекл-интерферометра (ОЭСИ) для определения форм колебаний и частотных характеристик элементов конструкций в реальном времени при динамических нагрузках на основе анализа поведения интенсивности одиночного спекла.

2 Оптоэлектронный помехоустойчивый спекл-интерферометр

Разработанный оптоэлектронный спекл-интерферометр представлен на рисунке 1. Основными элементами спекл-интерферометра являются: лазерный модуль LCM-S-111-50-NP25 (длина волны 532 нм, мощность 50 мВт, длина когерентности более 50 м) цифровая,



Рисунок 1. Внешний вид оптоэлектронного спекл-интерферометра

видеокамера ВИДЕОСКАН-285/П-USB с размером ячейки 6.45x6.45 мкм, разрешением 1392x1040 пикселей и скоростью записи информации 7.7 Гц [12]. Оптическая схема ОЭСИ представлена на рисунке 2.

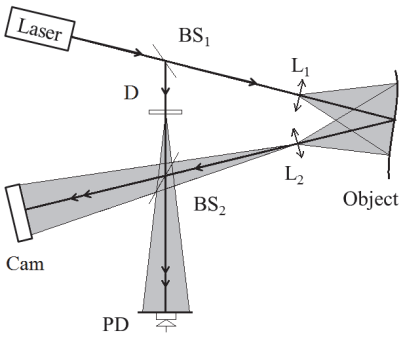


Рисунок 2. Оптическая схема ОЭСИ определения форм колебаний и характеристик собственных частот в реальном времени

Одной из особенностей разработанного ОЭСИ является то, что в качестве опорного сигнала используется диффузно-рассеянное излучение. При такой оптической схеме можно контролировать взаимное распределение в спекл-структурах опорного и предметного пучков и, следовательно, нет жестких требований на гладкость волнового фронта опорной волны. Для получения интерферограммы приемлемого качества опорный сигнал должен быть согласован с предметным сигналом.

Теоретически и экспериментально показано, что для этого необходимо хотя бы приблизительное равенства наиболее вероятных яркостей точек предметного и опорного сигналов. Для выполнения этих требо-

ваний в разработанном программном обеспечении предусмотрена специальная функция для определения и отображения соответствующих гистограмм яркости. На рисунках 3а и 3б представлены гистограммы сигналов опорного и предметного пучков, которые не совпадают по яркости, поэтому требуется их уравнивание.

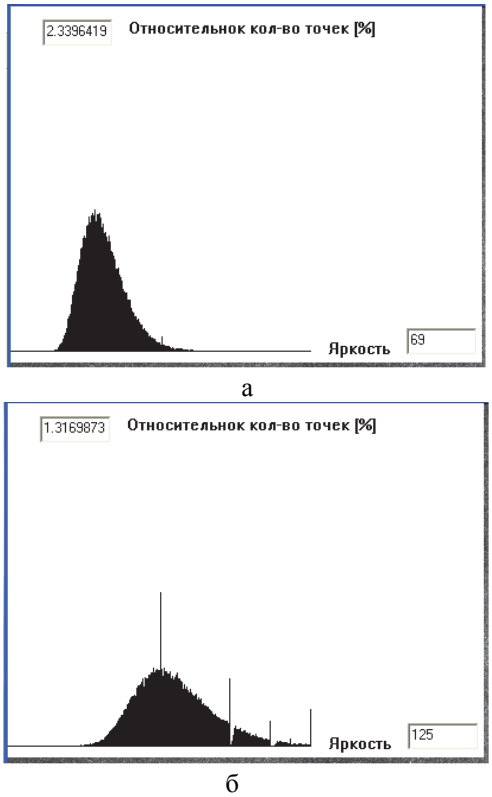


Рисунок 3. Гистограммы распределения сигналов по яркости: а) – опорный пучок, б) – предметный пучок

Для уравнивания яркостей в устройстве предусмотрена регулировка интенсивности опорного сигнала с помощью аттенюатора, а регулировка интенсивности предметного сигнала осуществляется апертурной диафрагмой объектива. Также для повышения четкости изображения применяется подавление вредного влияния внешних случайных (с нулевым средним) колебаний измерительной оптической схемы путем регистрация массива кадров и последующее усреднение изображения интерферограммы по этим кадрам.

Разработанный оптоэлектронный помехоустойчивый спекл-интерферометр позволяет производить исследование полей перемещений, как при статических, так и при динамических испытаниях различных элементов конструкций в условиях наличия внешних шумов. Однако наличие собственных шумов – спекл-структур, ограничивает диапазон измерения частотных характеристик колебаний исследуемых конструкций как по амплитуде, так и по частоте. Для решения данной проблемы в конструкции ОЭСИ введен дополнительно быстродействующий точечный фотодетектор.

Принцип работы ОЭСИ заключается в следующем (см. рисунок 2): лазерное излучение с помощью делителя BS1 расщепляется на два луча, один из которых (предметный) с помощью оптической системы L1 освещает исследуемый объект. Отраженное излучение от объекта с помощью оптической системы L2 (объектив видеокамеры) формирует изображение исследуемой поверхности в плоскости ПЗС-матрицы видеокамеры (Cam) и в плоскости быстродействующего точечного фотодетектора PD. Изображение исследуемой поверхности, как хорошо известно, покрыто субъективной спекл-структурой, поперечные размеры одиночного спекла H в которой определяются хорошо известной формулой [13]:

$$H = 1{,}22\frac{\lambda}{\alpha}, \qquad (1)$$

где λ – длина волны лазера; α – отношение диаметра входной апертуры к фокусному расстоянию оптической системы.

Второй луч (опорный), проходя через диффузор D и делитель BS2, накладывается на предметный пучок, образуя в плоскости ПЗС-матрицы видеокамеры (Cam) и в плоскости быстродействующего фотодетектора PD вторичную интерференционную картину, период которой определяется также хорошо известной формулой [14]:

$$d = \frac{\lambda}{2\sin\dfrac{\vartheta}{2}}, \qquad (2)$$

где ϑ – угол схождения между опорным лазерным излучением и сфокусированным рассеянным лазерным излучением от объекта, образующим спекл-структуру в плоскости ПЗС-матрицы видеокамеры (Cam) и в плоскости быстродействующего точечного фотодетектора PD.

Как результат, в данной оптической схеме одновременно регистрируется – быстродей-

ствующим фотодетектором PD изменение интенсивности одиночного спекла, а видеокамерой регистрируется спекл-интерферограммы, определяющие формы колебаний.

Размеры рабочей поверхности быстродействующего точечного фотодетектора PD должны быть согласованы с размерами одиночного спекла субъективной спекл-структуры и периодом вторичных интерференционных полос, образованных в плоскости фотодетектора и должно выполняться следующее соотношение:

$$d \geq H \geq h\,, \qquad (3)$$

где d – ширина вторичных интерференционных полос; H – поперечный размер объективного спекла в плоскости ПЗС-матрицы видеокамеры; h – максимальное значение из размеров чувствительного элемента точечного фотодетектора.

Данные условия выполняются подбором параметров оптической схемы – диафрагма, фокусное расстояние, угол схождения между опорным и предметным пучками [15].

Следует также отметить, так как в оптической схеме регистрируются субъективные спекл-структуры, то каждый спекл жестко связан с конкретной точкой исследуемой поверхности. Таким образом, исследование поведения интенсивности конкретного одиночного спекла дает информацию о динамике конкретной исследуемой точки поверхности.

3 Расшифровка спекл-интерферограмм

Принцип расшифровки спекл-интерферограмм, реализованный в разработанной автоматизированной системе, заключается в моделировании такой виртуальной волны с гладким криволинейным волновым фронтом – сплайна, которая, интерферируя с плоской волной, давала бы интерференционную картину по расположению полос совпадающую с экспериментально полученной интерферограммой. В результате получается псевдоинтерферограмма. Полученная таким образом псевдоинтерферограмма накладывается на экспериментальную интерферограмму. На рисунке 4 на фоне экспериментальной интерферограммы представлена откорректированная псевдоинтерферограмма.

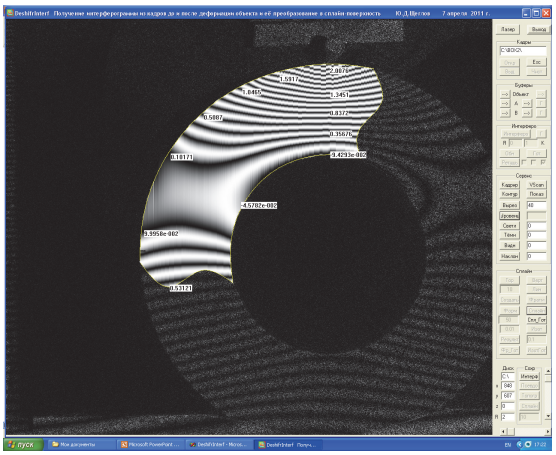


Рисунок 4. Экспериментальная спекл-интерферограмма с участком наложенной псевдоинтерферограммы

Программное обеспечение, разработанного оптоэлектронного спекл-интерферометра, позволяет «отрихтовать» сплайн так, чтобы срединные линии псевдоинтерферограммы проходили посредине полос исходной экспериментальной интерферограммы, как показано на рисунке. В программном обеспечении предусмотрено по «отрихтованным» интерферограммам построение топограмм смещений - семейство линий равной величины смещений (изотоп), а также по топограммам однозначно определяется величина линейного смещения точек объекта. Такое решение позволяет ускорить процесс обработки спекл-интерферо-грамм и повысит точность определения полей перемещений.

В работах [16,17] теоретически и экспериментально показано, что изменение интенсивности одиночного спекла и, следовательно, изменение выходного напряжения $u(t)$ регистрирующего точечного фотодетектора описывается выражением:

$$u(t) = A + B\cos[\varphi(0) - \varphi(t)]\,, \qquad (4)$$

где A – постоянная составляющая напряжения смешения на выходе электрической схемы, которая связана с усредненным значением изменения интенсивности вторичной интерференционной картины; B – амплитуда полезного выходного напряжения, которая определяется параметрами оптоэлектронной схемы; $\varphi(0)$ – начальное значение разности

фаз между опорным излучением и рассеянным лазерным излучением от исследуемой поверхности, образующим спекл-структуру; $\varphi(t)$ – изменение фазы одиночного спекла, связанное с изменением оптического пути при динамических смещениях исследуемой поверхности.

Как следует из выражения (4), изменение значения фазы спекла $\varphi(t)$ на $\pm\pi(2n+1)$ (где n=0,1,2,…) приводит к изменению интенсивности спекла и, следовательно, к изменению выходного напряжения фотодетектора от минимального $u(t)_{min}$ до максимального $u(t)_{max}$ значения или наоборот. Изменение фазы спекла на $\pm\pi(2n+1)$ в данной оптической схеме соответствует перемещению исследуемой поверхности на величину $\pm\lambda/4$, где λ – длина волны лазерного излучения.

Изменение входного напряжения регистрируется в памяти персонального компьютера или регистрируется с помощью запоминающего осциллографа.

Поведение выходного напряжения с фотодетектора имеет сложный характер. Как показано в работах [15,18] при перемещениях исследуемой поверхности на величину меньше $\lambda/8$ выходное напряжение фотодетектора полностью соответствует данному перемещению. При перемещениях больше $\lambda/8$, вид выходного напряжения фотодетектора имеет сложный характер и представляет набор осциллирующих пакетов.

При исследовании собственных колебаний, вид осциллирующих пакетов выходного напряжения фотодетектора имеет периодический характер.

Из анализа выражения (4) следует, что количество осцилляций внутри пакета пропорционально удвоенной амплитуде собственных колебаний, а период следования осциллирующих пакетов соответствует удвоенной частоте собственных колебаний исследуемой точки поверхности.

Для регистрации колебаний без дополнительной обработки выходного сигнала, как следует из уравнения (2), необходимо выбрать $\varphi(0)$ равным $\frac{\pi}{2}(2n+1)$ (где $n=0,1,2,\ldots$). Данное условие означает, что в начальный момент измерений выходное напряжение с фотодетектора должно быть установлено таким образом, чтобы его значение соответствовало величине равной полусумме максимального и минимального напряжений, то есть должно выполняться следующее соотношение: $(u(t)_{max} + u(t)_{min})/2$. При таком выборе начальной разности фаз следует, что $u(0)=A$. Такой выбор начальной разности фаз достигается соответствующим расположением точечного фотодетектора в плоскости изображения вокруг выбранной точки исследования.

4 Экспериментальные исследования

Разработанный оптоэлектронный помехоустойчивый спекл-интерферометр использован для исследования полей перемещений, как при статических, так и при динамических испытаниях различных элементов конструкций в условиях наличия внешних шумов.

На рисунке 5 представлены спекл-интерферограммы колебаний тонкой металлической мембраны с жёсткой обечайкой, возбужденных на собственных частотах, которые зарегистрированы разработанным спекл-интерфе-рометром с использованием метода усреднения во времени.

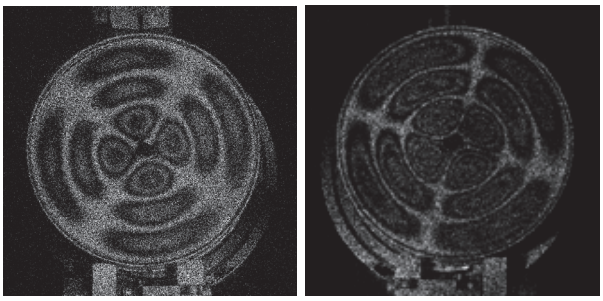


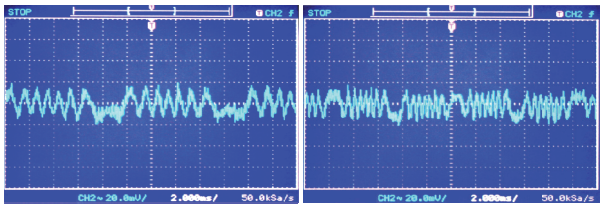
Рисунок 5. Фотографии спекл-интерферограмм собственных колебаний металлической мембраны

Как видно из фотографий (рисунок 5) разработанный спекл-интерферометр позволяет регистрировать формы собственных колебаний. Представленные фотографии подтверждают сказанное выше, что наличие собственных шумов – спекл-структур, ограничивает диапазон измерения амплитуд колебаний исследуемых конструкций, так как количество разрешаемых интерференционных полос ограниченно размерами спеклов.

На рисунке 6 представлен характерный вид осциллограмм выходного напряжения

точечного фотодетектора для различных собственных частот колебаний (50 Гц и 100 Гц) исследуемой точки поверхности.

Как отмечалось выше, при больших амплитудах колебаний конкретной точки исследуемой поверхности (больше *λ/8*), вид выходного



а б

Рисунок 6. Осциллограмма выходного напряжения быстродействующего фотодиода при колебании исследуемой поверхности с частотой:
а) 50 Гц; б) 100 Гц

напряжения фотодетектора имеет сложный характер и представляет набор осциллирующих пакетов. Так как количество осцилляций внутри пакета пропорционально удвоенной амплитуде собственных колебаний, то для данной оптической схемы одно полное колебание внутри пакета соответствует перемещению исследуемой точки поверхности на величину равную *λ/2*. Таким образом, амплитуда колебаний поверхности в первом случае (рисунок 6а) составляет порядка *7λ/4*, во втором случае (рисунок 6б) составляет порядка *15λ/8*.

Период следования осциллирующих пакетов соответствует удвоенной частоте собственных колебаний исследуемой точки поверхности, что легко определяется по осциллограммам (рисунок 6а и 6б).

Изменение частоты возбуждающей динамической нагрузки позволяет построить резонансную кривую поведения исследуемого элемента конструкции, а также определить декремент затухания. Данные параметры являются одними из основных при оценке и прогнозировании поведения элементов конструкций при динамических нагрузках.

Чувствительность измерения амплитуды ОЭСИ определяется параметрами оптоэлектронной схемы, обрабатывающей выходной сигнал фотодетектора – чувствительность применяемого быстродействующего фотодетектора; параметрами электронной схемы (усиление, собственные шумы).

Верхняя граница измерения амплитуды колебаний определяется быстродействием фотодетектора, быстродействием и объемом памяти электронной схемы, и может составлять несколько миллиметров, что существенным образом расширяет диапазон измеряемых амплитуд колебаний.

5 Заключение

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования подтвердили, что разработанный оптоэлектронный помехоустойчивого спекл-интерферометр позволяет одновременно регистрировать формы собственных колебаний и определять частоту и амплитуду резонансных колебаний элементов конструкций при динамических нагрузках.

Теоретические и экспериментальные исследования так же показали, что предложенный способ регистрации изменения интенсивности одиночного спекла позволяет производить измерения параметров колебаний (частота, амплитуда) диффузно отражающей поверхности в реальном времени и в широком диапазоне – от нанометров до нескольких миллиметров.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научных проектов № 12-08-00390-а и 13-01-97009.

Список использованных источников

[1] Wang Wei-Chung, Jiong-ShiunHsu. (2010) Investigation of vibration characteristics of bonded structures by time-averaged electronic speckle pattern interferometry. *Optics and Lasers in Engineering*. 48, pp. 958–965

[2] Yang L.X., Schuth M., Thomas D., Wang Y.H. (2009) Stroboscopic digital speckle pattern interferometry for vibration analysis of microsystem. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 252–258

[3] Santoyo F.M., Pedrini G., Schedin S., Tiziani H.J. (1999) 3D displacement measurements of vibrating objects with multi-pulse digital holography. *J. Meas. Sci. Technol.* №10, December, pp. 1305-1308

[4] Peter Martin, Steve Rothberg (2009) Introducing speckle noise maps for Laser Vibrometry. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 431–442

[5] Arai Y., Hirai H., Yokozeki S. (2008) High-resolution dynamic measurement using electronic speckle pattern interferometry based on multi-camera technology. *Optics and Lasers in Engineering*. 46, pp. 733–738

[6] Brozeit A., Burke J., Helmerrs H. (2000) Active phase stabilization in electronic speckle pattern interferometry without additional optical components. *Opt. Commun,* 173, 1-6, pp. 95-100

[7] Yasuhiko Arai, Ryouichi Shimamura, Shunsuke Yokozeki (2009) Dynamic out-of-plane deformation measurement using virtual speckle patterns. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 563–569

[8] Tang Chen, Yang Na, Yan Haiqing, Yan Xiusheng. (2013) The new second-order single oriented partial differential equations for optical interferometry fringes with high density. *Optics and Lasers in Engineering*. 51, pp. 707-715

[9] Mirza S., Singh P., Kumar R., Vyas A.L. (2006) Measurement of transverse vibrations/visualization of mode shapes in square plate by using digital speckle pattern interferometry and wavelet transform. *Optics and Lasers in Engineering*. 44, pp. 41-55

[10] Barj E.M., Afifi M., Idrissi A.A., Nassim K., Rachafi S. (2006) Speckle correlation fringes denoising using stationary wavelet transform. Application in the wavelet phase evaluation technique. *Optics & Laser Technology*. 38, No 7, pp. 506-511

[11] Zhang Yuanpeng, Zhu Huaning, Zhou Wenling, and Liu Hefei. (2002) Application of the Fourier Transform in Electronic Speckle Photography. *Experimental Mechanics*. 42, pp. 18-24

[12] Осипов М.Н., Щеглов Ю.Д., (2011) Оптоэлектронный спекл-интерферометр для определения полей перемещений. Вестник ННГУ им. Н.И. Лобачевского. № 4. Ч. 4. Изд-во ННГУ им. Н.И. Лобачевского, с. 1672–1675

[13] Франсон М.М., (1980) Оптика спеклов. М.: Мир, 85 с

[14] Борн М., Вольф Э., (1973) Основы оптики, М.: Наука, 719 с

[15] Осипов М.Н., Фалилеев И.Н., Чекменев А.Н., Щеглов Ю.Д., (2012) Применение спекл интерферометрии для регистрации акустического сигнала. Ползуновский вестник. № 3/2, с. 87–92

[16] Осипов М.Н., Попов М.А., (2007) Измерения малых динамических смещений интерферометром Майкельсона со сферическими волновыми фронтами. Компьютерная оптика, Самара–Москва, ИСОИ РАН. Т. 31. № 4, с. 55–57

[17] Осипов М.Н., Попов М.А., Попова Т.А., (2011) Поведение выходного сигнала в системе измерения на основе оптоэлектронного интерферометра Майкельсона. Ползуновский вестник. № 3/1, с. 38–41

[18] Осипов М.Н., Хохлов В. А., Чекменев А.Н., (2013) Развитие цифровой спекл интерферометрии для исследования динамических процессов в реальном времени. Вестник СамГУ. № 9/2 (110), с. 109-117

DETERMINATION OF FREQUENCY CHARACTERISTICS OF MECHANICAL CONSTRUCTIONS IN REAL TIME BY SPECKLE INTERFEROMETRY

Michael N. Osipov,
Anton N. Chekmenev,
Yuri D. Sheglov,
Ivan N. Falileev,
Nikita A. Sharafutdinov

Samara State University
Akademika Pavlova, 1, Samara,
443011, Russian Federation
Osipov7@yandex.ru

Experimental methods, in particular the methods of coherent optics, are currently the basis both in fundamental research of various problems of mechanics and in the practical control and the development of new elements of constructions in various industries, as these research methods are non-destructive and which have not influence on the ongoing processes.
In this article, method for determining the frequency characteristics of mechanical constructions in real time by using of speckle interferometry which based on the analysis of the behavior of single speckle intensity substantiated both theoretically and experimentally. The optical scheme in which a simultaneous registration of a standard digital speckle interferogram on the CCD-matrix and the behavior of the intensity distribution in a single speckle with using high-speed photodetector is presented. It allows to determine the forms of resonance vibrations of mechanical constructions subjected to dynamic loads and to measure their frequency characteristics (amplitude, frequency, damping decrement and etc.) in real time. The basic requirements and constraints imposed on the elements of the optical scheme are considered. The algorithm of interpretation of changes of the intensity of a single speckle is described. The results of experimental research showing that the proposed method allows to measure the frequency characteristics of mechanical constructions in real time are presented.

Key words: *Experimental optical methods in mechanics; non-destructive methods of investigation; dynamic processes in mechanics; resonance vibrations; speckle interferometry; processing and analyzing the image and signals*

References

[1] Wang Wei-Chung, Jiong-ShiunHsu. (2010) Investigation of vibration characteristics of bonded structures by time-averaged electronic speckle pattern interferometry. *Optics and Lasers in Engineering*. 48, pp. 958–965

[2] Yang L.X., Schuth M., Thomas D., Wang Y.H. (2009) Stroboscopic digital speckle pattern interferometry for vibration analysis of microsystem. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 252–258

[3] Santoyo F.M., Pedrini G., Schedin S., Tiziani H.J. (1999) 3D displacement measurements of vibrating objects with multi-pulse digital holography. *J. Meas. Sci. Technol.* №10, December, pp. 1305-1308

[4] Peter Martin, Steve Rothberg (2009) Introducing speckle noise maps for Laser Vibrometry. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 431–442

[5] Arai Y., Hirai H., Yokozeki S. (2008) High-resolution dynamic measurement using electronic speckle pattern interferometry based on multi-camera technology. *Optics and Lasers in Engineering*. 46, pp. 733–738

[6] Brozeit A., Burke J., Helmerrs H. (2000) Active phase stabilization in electronic speckle pattern interferometry without additional optical components. *Opt. Commun*. 173, 1-6, pp. 95-100

[7] Yasuhiko Arai, Ryouichi Shimamura, Shunsuke Yokozeki (2009) Dynamic out-of-plane deformation measurement using virtual speckle patterns. *Optics and Lasers in Engineering*. 47, pp. 563–569

[8] Tang Chen, Yang Na, Yan Haiqing, Yan Xiusheng. (2013) The new second-order single oriented partial differential equations for optical interferometry fringes with high density. *Optics and Lasers in Engineering*. 51, pp. 707-715

[9] Mirza S., Singh P., Kumar R., Vyas A.L., Shakher C. (2006) Measurement of transverse vibrations/visualization of mode shapes in square plate by using digital speckle pattern interferometry and wavelet transform. *Optics and Lasers in Engineering*. 44, pp. 41-55

[10] Barj E.M., Afifi M., Idrissi A.A., Nassim K., Rachafi S. (2006) Speckle correlation fringes denoising using stationary wavelet transform. Application in the wavelet phase evaluation technique. *Optics & Laser Technology*. 38, No 7, pp. 506-511

[11] Zhang Yuanpeng, Zhu Huaning, Zhou Wenling, and Liu Hefei. (2002) Application of the Fourier Transform in Electronic Speckle Photography. *Experimental Mechanics*. 42, pp. 18-24

[12] Osipov, M.N., Sheglov, Y.D., (2011) Optoelektronnyi spekl-interferometr dlia opredeleniya polei peremezheniy [Optoelectronic speckle interferometer for determining displacement fields]. *Vestnik NNSU im. Lobachevskogo* № 4. Ч. 4. *Izd-vo NNSU im. Lobachevskogo*, pp. 1672–1675 (in Russian)

[13] Franson M.M., (1980) Optika speclov [Speckle optics]. M.: Mir, 85 c. (in Russian)

[14] Born, M., Wolf, E., (1973) Osnovy optiki [Principles of optics]. M.: Nauka, 719 c. (in Russian)

[15] Osipov, M.N., Falileev, I.N., Chekmenev, A.N., Sheglov, Y.D., (2012) Primenenie spekl interferometrii dlia registrazii akusticheskogo signala [Speckle interferometry application for registration of the acoustic signal]. *Polzunovskii Vestnik*. № 3/2, pp. 87–92 (in Russian)

[16] Osipov, M.N., Popov, M.A., (2007) Izmereniya malih dinamicheskih smeshenii interferometrom Michelsona so sfericheskimi volnovimi frontami [Measuring small displacements dynamic by Michelson interferometer with spherical wavefronts]. *Computer Optics*, *Samara-Moscow ISOI RAN* V. 31. № 4, pp. 55–57 (in Russian)

[17] Osipov, M.N., Popov, M.A., Popova, T.A., (2011) Povedenie vihodnogo signala v sisteme izmereniya na osnove optoelectronogo interferometra Michelsona [The behavior of output signal in the system based on the optoelectronic measurement of the Michelson interferometer]. *Polzunovskii Vestnik*. № 3/1, pp. 38–41 (in Russian)

[18] Osipov, M.N., Hohlov V.A., Chekmenev A.N., (2013) Razvitie zifrovoy spekl interferometrii dlia issledovaniya dynamicheskih prozessov v realynom vremeni [Development of digital speckle interferometry for studying dynamic processes in real time]. *Vestnik SamSU*. № 9/2 (110), pp. 109-117 (in Russian)

УДК 629.73.063

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОЧИСТКИ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

В.И. Санчугов
В.М. Решетов
С.В. Турусин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
unikon@ssau.ru
vmresh@rambler.ru
unikon@ssau.ru

Нарушение нормальной работы агрегатов жидкостных систем летательных аппаратов в значительной степени обусловлено загрязненностью их внутренних полостей. Гидроцилиндры являются источниками и накопителями загрязнений. Это объясняется наличием трущихся поверхностей и малым расходом рабочей жидкости через агрегат. Очистка полостей гидроцилиндра многократной перекладкой штока не отвечает современным требованиям. Перспективным способом интенсификации процесса очистки полостей агрегатов является промывка пульсирующим однофазным потоком жидкости. Наличие существенных периодических составляющих давления и расхода моющей жидкости в значительной мере определяют качество и длительность технологического процесса. В работе приведены основные зависимости, описывающие динамические свойства каналов и полостей агрегатов, а также схемы пульсирующей очистки гидроцилиндров. Для очистки полостей гидроагрегатов и гидроцилиндров, чувствительных к колебаниям давления, предложен газожидкостный метод очитки, основанной на использовании низкого коэффициента сжимаемости газа.

Ключевые слова: *очистка; промывка; гидроцилиндр; гидроагрегат; гидродинамическая очистка; пульсирующий поток; газожидкостная очистка.*

Следствием развития современной техники является усложнение конструкции и расширение рабочих функций машин при одновременном значительном повышении требований к их ресурсу и эксплуатационной надёжности. Особую опасность при этом представляет нарушение нормальной работы агрегатов жидкостных систем (гидравлических, топливных и др.) летательных аппаратов, в значительной степени обусловленной загрязненностью внутренних полостей (до 50% отказов гидросистем самолетов [1]). Данное обстоятельство ставит проблему высокоэффективной очистки деталей, агрегатов и систем машин в ряд наиболее важных проблем современной техники и технологии.

Наибольшее влияние на чистоту собранной системы при производстве оказывают элементы, имеющие развитую внутреннюю поверхность (трубопроводы, теплообменники), или конструктивно сложные, с застойными, плохо промываемыми зонами (гидроцилиндры, гидроаккумуляторы, гидробаки и т.п.). Чистота бортовых систем ЛА достигается очисткой (промывкой) всех входящих деталей, узлов и агрегатов на всех этапах производства. Процессы очистки указанных элементов обычно основаны на использовании различных физических, механических, химических и электрохимических процессов. Однако из-за сочетания в конструкциях систем ЛА различных материалов, наличия тупиковых зон и капиллярных щелей применение каких-либо специальных методов и моющих жидкостей практически недопустимо. Используемая до сих пор технология очистки прокачкой жидкости является крайне неэффективной. При этом трудоёмкость технологических процессов обеспечения чистоты составляет в некоторых случаях 15…25 % от общей трудоёмкости сборки систем.

Гидроцилиндры являются наиболее распространенным видом исполнительных механизмов, служащих для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных перемещений. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

С точки зрения обеспечения чистоты рабочей жидкости и полостей гидравлической системы летательного аппарата гидроцилиндры являются источниками и накопителями

загрязнений. Это объясняется наличием трущихся поверхностей и практически очень малым расходом рабочей жидкости через агрегат. За один рабочий ход из гидроцилиндра выталкивается объём жидкости, равный объёму его внутренней полости. Этого объёма и скорости течения жидкости зачастую недостаточно, чтобы перенести частицы из полости гидроцилиндра до фильтрующих элементов. Таким образом, эффективность очистки полостей гидроцилиндра будет определяться расходом моющей жидкости ограниченным скоростью перекладок штока, а также длиной гидролиний (a-b), (c-d) от цилиндра Ц до распределителя Р (рисунок 1).

Очистка внутренних полостей цилиндра обычно осуществляется многократной перекладкой штока при подаче жидкости в одну полость и сливе из другой. Однако данный способ очистки не отвечает современным требованиям по чистоте внутренних поверхностей, что приводит к необходимости повторных промывок.

Попытки интенсифицировать процесс очистки внутренних поверхностей гидроцилиндров путем использования гидродинамических способов очистки нестационарным потоком жидкости, на режимах гидроударов, двухфазным газожидкостным потоком и др. носят порой противоречивый характер.

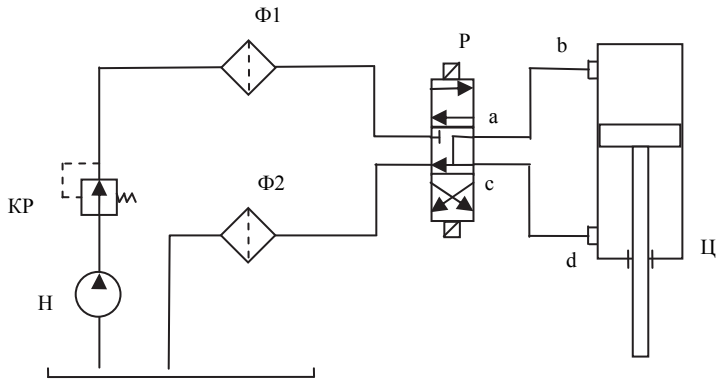


Рисунок 1. Принципиальная схема гидропривода:
Н – насос; КР – клапан редукционный; Ф – фильтр; Р – распределитель потока; Ц - цилиндр

Одним из наиболее перспективных способов интенсификации процесса очистки внутренних полостей агрегатов является применение неустановившихся течений (гидродинамическая очистка) [2 - 4].

Характерной и основной особенностью промывки изделий пульсирующим однофазным потоком является наличие существенных периодических составляющих давления и расхода моющей жидкости, в значительной мере определяющих качество и длительность техпроцесса.

Закономерности неустановившегося пульсирующего течения жидкости в агрегатах в значительной мере отличаются от течения жидкости в трубопроводах. В непроточных агрегатах периодическое течение жидкости реализуется под действием переменного давления на входе и обусловлено сжимаемостью жидкости и податливостью стенок конструкции агрегата. При этом движение жидкости носит сложный вихревой характер с образованием застойных зон и вихрей, за счет которых профиль скоростей по сечению агрегата изменяется как по величине, так и по направлению. Соответственно, изменяется и градиент скорости жидкости вблизи стенки, определяющий эффективность воздействия потока на частицы загрязнений. Размеры, число и интенсивность вихрей определяются соотношениями геометрических размеров и формой внутренней полости агрегата и режимом течения жидкости (расходом, частотой и амплитудой колебаний потока).

Гидроагрегаты в общем виде представляют собой совокупность полости определенного объема V_{on} и каналов (внутренних и присоединительных) длиной l и проходным сечением S самых разнообразных форм и конфигураций. Причем, характерные размеры агрегатов, как правило, много меньше

длины волны λ колебаний ($l < \lambda/2\pi$, где $\lambda = a/f$, a - скорость распространения звука, f - частота колебаний) [1]. Поэтому корпусные гидроагрегаты и гидроцилиндры можно отнести к элементам с сосредоточенными параметрами.

Динамические свойства каналов гидроагрегата определяются импедансом (комплексным сопротивлением) агрегата [2].

$$Z_{канала} = \frac{A_p \sin \omega t}{A_Q \sin(\omega t + \phi)} = \mathrm{Re}\, Z + j\, \mathrm{Im}\, Z$$

$$Z_{канала} = \mathrm{Re}\, Z_л + \mathrm{Re}\, Z_н + j\omega\rho \sum \frac{l_i}{S_i} = \qquad (1)$$

$$= \mathrm{Re}\, Z_л + \mathrm{Re}\, Z_н + j\omega L$$

где $A_p \sin \omega t$ - динамическая составляющая давления;

$A_Q \sin(\omega t + \varphi)$ - динамическая составляющая расхода;

A_p, A_Q - амплитуды колебаний давления и расхода;

$\omega = 2\pi f$ - круговая частота; t - время;

$\varphi = \arg Z$ - сдвиг фаз между пульсирующим давлением и расходом жидкости;

$\mathrm{Re}\, Z$ - вещественная часть импеданса; $\mathrm{Im}\, Z$ - мнимая часть импеданса;

$j = \sqrt{-1}$ - мнимая единица;

$\mathrm{Re}\, Z_л$ – линейная составляющая вещественной части импеданса;

$\mathrm{Re}\, Z_н$ – нелинейная составляющая вещественной части импеданса;

ρ - плотность жидкости; l_i, S_i - длина и площадь поперечного сечения i-го канала

L – «индуктивность», $L = \rho \sum \frac{l_i}{S_i}$.

Для ёмкости агрегата, целиком заполненной жидкостью, характерно изменение потенциальной энергии рабочей среды внутри ёмкости и упругая деформация стенок конструкции. Ёмкости рассматриваются как реактивные сопротивления и их динамические свойства определяются импедансом:

$$Z_П = \frac{A_p}{A_Q} = -j\frac{\rho a^2}{\omega V_{пр}} = -j\frac{1}{\omega C} \qquad (2)$$

где a - скорость звука в жидкости;

$V_{пр}$ - приведенный объём полости агрегата;

C – «ёмкость», $C = \frac{V_{пр}}{\rho a^2}$.

Под приведенным объёмом $V_{пр}$ понимается внутренний объём условной полости с абсолютно жесткими стенками, сжимаемость рабочей среды в которой определяется податливостью реальной конструкции, обусловленной сжимаемостью жидкости и увеличением объёма полости за счет деформации стенок.

В отличие от очистки непроточных агрегатов при перемещении выходного звена объём полости гидроцилиндра изменяется. Изменение объёма сопровождается изменением импеданса как полости цилиндра, так и всей присоединенной стендовой системы, а, следовательно, и изменением собственной частоты резонансной системы и уровнем колебаний жидкости в ней.

Особую опасность представляет значительное уменьшение объёма полости цилиндра при перемещении поршня в крайнее положение. Это связано с тем, что, при неизменной производительности генератора колебаний, колебания давления жидкости при уменьшении объёма полости возрастут и могут достичь значений, превышающих предельно допустимые.

Поэтому при промывке гидроцилиндров перемещение выходного звена необходимо ограничивать допустимым значением пульсации давления жидкости при минимальной величине объёма полости, при которой обеспечивается требуемая эффективность очистки.

Оптимальное значение частоты возбуждаемых колебаний, равное собственной частоте резонансной системы (трубопровод между генератором колебаний и полостью цилиндра), может быть обеспечено двумя путями.

Одним из путей может быть непрерывная настройка частоты возбуждаемых колебаний на фактическое значение объёма в процессе перемещения поршня. Это, естественно, приведет к усложнению и удорожанию оборудования, поскольку зависимость собственной частоты от объёма присоединенной к

нему полости носит нелинейный характер. С другой стороны, частоту можно поддерживать постоянной при неподвижном положении поршня, соответствующем максимальному объёму, либо при ограниченном движении поршня, работая в околорезонансной зоне. При этом очистка осуществляется в два этапа. Отрыв частиц загрязнений осуществляют пульсирующим потоком при равенстве объёмов полостей цилиндра, а вынос загрязнений – при выключенном генераторе колебаний путём нескольких перекладок штока цилиндра.

Схема очистки гидроцилиндров, представленная на рисунке 2, наряду с такими традиционными элементами как фильтры высокого Ф1 и низкого Ф2 давления, пробоотборник ПО и гидрораспределитель Р содержит генератор колебаний жидкости (ГКЖ), гасители колебаний ГС1 и ГС2, обеспечивающие коэффициент отражения близкий к единице, и сглаживающую ёмкость БНД, которая совместно с гасителями исключает взаимовлияние насосной станции и генератора колебаний. Источником возбуждения колебаний служит двухканальный генератор дроссельного типа, обеспечивающий попеременное подключение линии слива с одной из полостей цилиндра. Пульсирующая промывка гидроцилиндра осуществляется путем периодического слива порций жидкости из гидролиний ℓ3 в полость Б. При этом необходимо выполнять условие минимизации длины ℓ2 для того, чтобы сократить попадание в полость цилиндра жидкости с загрязнениями, вытесненными из полости цилиндра, при обратном ходе поршня. При этом уровень колебаний регулируется вентилем ВН1, а скорость перекладки - вентилем ВН2.

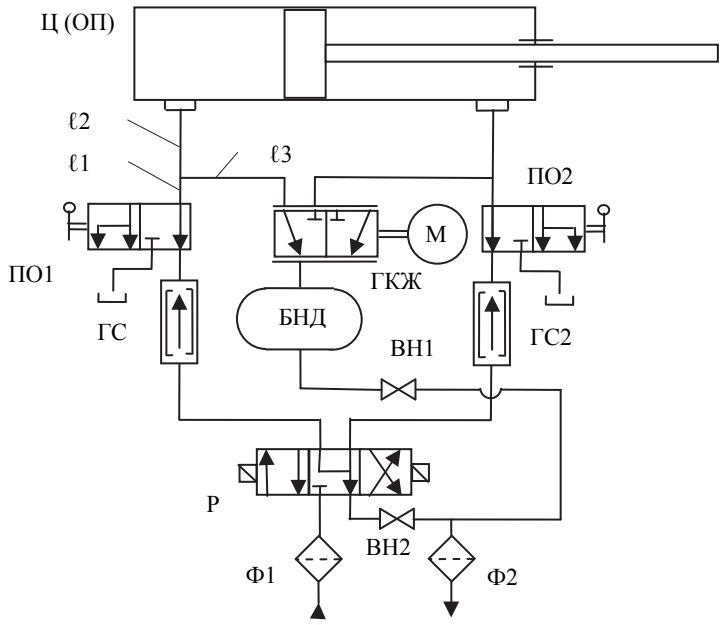


Рисунок 2. Схема промывки гидроцилиндров с использованием вынужденных колебаний с одним (а) и двумя (б) генераторами колебаний жидкости:
БНД – баллон низкого давления; ВН – вентиль; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; ГС – гаситель колебаний; М – привод ГКЖ (мотор); ПО – пробоотборник; Р – распределитель потока; Ф – фильтр; Ц (ОП) – цилиндр (объект промывки)

Схема промывки гидроцилиндров с использованием свободных колебаний (рисунок 3) применяется для очистки гидроцилиндров при неподвижном выходном звене, соответствующем максимальному объёму полости цилиндра. Схема содержит два двухканальных генератора ГКЖ колебаний дроссельного

типа, установленных в непосредственной близости от промываемой полости, распределитель потока Р, пробоотборники ПО, баллон высокого БВД и низкого БНД давления, вентили ВН1 и ВН2, регулирующие статический перепад на ГКЖ, а значит и уровень колебаний жидкости.

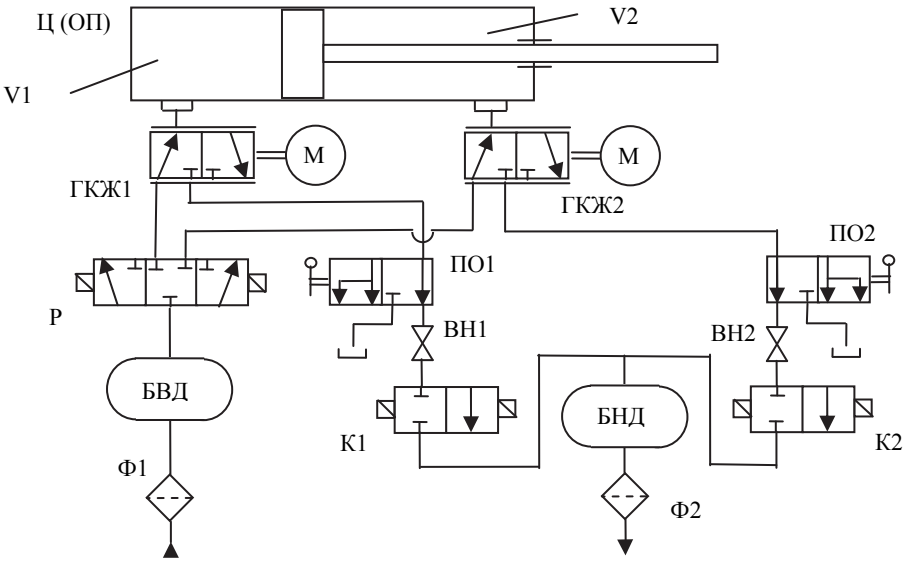


Рисунок 3. Схема промывки гидроцилиндров с использованием свободных колебаний:
БВД, БНД – баллон высокого и низкого давления; ВН – вентиль; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; К – клапан (кран); М – привод ГКЖ (мотор); ПО – пробоотборник; Р – распределитель потока; Ф – фильтр; Ц (ОП) – цилиндр (объект промывки)

Очистка осуществляется путём возбуждения колебаний в полости максимального объёма, например поршневой V1, при неподвижном выходном звене. При этом клапан К1 открыт, а вентиль (дроссель) ВН1 настроен на оптимальное значение статического перепада давления на ГКЖ (для объёма $V1_{max}$), клапан К2 закрыт.

Далее переключается распределитель Р на другую полость (V2), включается ГКЖ2, при достижении поршнем крайнего положения закрывается клапан К1, выключается ГКЖ1, открывается клапан К2, вентиль ВН2 настроен на объём $V2_{max}$.

Процесс очистки повторяется.

Однако наличие в полостях гидроцилиндров элементов, чувствительных к пульсациям давления и расхода жидкости значительно ограничивает применение пульсирующей очистки для современных гидроцилиндров. Непроточный характер полостей гидроцилиндров не позволяет значительно улучшить степень очистки и с помощью газожидкостного метода очистки.

В то же время значительное увеличение скорости потока моющей жидкости на входе в полость гидроцилиндра возможно с помощью пневмогидроаккумулятора (ПГА) с полезным объёмом, превышающим объём очищаемой полости. А предварительное освобождение её от жидкости и заполнение газом позволяет значительно разогнать поток моющей жидкости, турбулизовать его. Сжатие газожидкостной смеси в полости приведёт к интенсивному перемешиванию смеси, образованию пузырьков газа, частичному растворению его в жидкости, а значит и флуктуации (прилипаемости) частиц загрязнений к пузырькам газа и улучшит процесс их выноса. Образовавшиеся турбулентные потоки в полости гидроцилиндра способствуют увеличению касательных напряжений на стенках полости, а значит и к лучшему отрыву частиц загрязнений.

При этом схема пневмогидравлической очистки может быть представлена в следующем виде (рисунок 4).

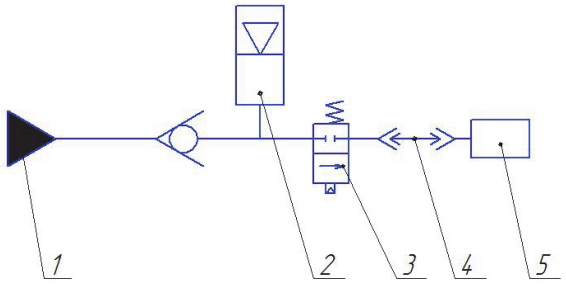


Рисунок 4. Принципиальная схема пневмогидравлической очистки:
1 - магистраль подачи жидкости, 2 - пневмогидроаккумулятор (ПГА); 3 - быстродействующий распределитель; 4 - соединительный трубопровод; 5 - полость агрегата

Процесс заполнения полости заключается в следующем. После включения насосной станции при закрытом кране 3 пневмогидроаккумулятор (ПГА) 2 заряжается до требуемого давления. После срабатывания крана 3 жидкость заполняет полость агрегата 5. Процесс заканчивается при выравнивании давлений в аккумуляторе, очищаемой полости агрегата и остановке жидкости в трубопроводе 4.

Предварительные эксперименты по схеме, представленной на рис. 4, показали следующее:

– время заполнения полости агрегата объёмом 2 л. может достигать 0,2…0,4 с. при котором скорости течения на входе в агрегат достигают 80…100 м/с;

– скорости течения жидкости в значительной степени определяются свойствами соединительных трубопроводов и гидравлического распределителя;

– для выбора указанных параметров схемы необходимо создание математической модели, позволяющей выполнить детальный анализ всех элементов системы.

Таким образом, актуальной остается задача разработки новых более эффективных гидродинамических технологий очистки внутренних поверхностей агрегатов и гидроцилиндров на основе использования неустановившегося (пульсирующего) течения жидкости и газожидкостной очистки, основанной на использовании низкого коэффициента сжимаемости газа.

Список использованных источников

[1] Белянин, П.Н., Данилов, В.М. Промышленная чистота машин / П.Н. Белянин, В.М. Данилов. - М.: Машиностроение, 1982. - 224 с.

[2] Санчугов, В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов. Учебное пособие [Текст] / В.И. Санчугов. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. – 96

[3] ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей. Введ. 2008-03-01. - М.: Стандартинформ, 2007. - 18 с.

[4] Санчугов, В.И., Решетов В.М. Снижение загрязнённости агрегатов гидропривода машин и механизмов на основе гидродинамической очистки. Известия Самарского научного центра РАН, № 6, 2011 г. – Самара, СНЦ РАН, т 13, №6, 2011, С.264-268.

MAIN DIRECTIONS OF IMPROVEMENT OF CLEANING OF THE INTERNAL SURFACE OF HYDRAULIC CYLINDERS

Valerij I. Sanchugov
Victor M. Reshetov
Sergey V. Turusin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
unikon@ssau.ru
vmresh@rambler.ru
unikon@ssau.ru

Violation of normal operation of units of liquid systems of aircraft is substantially caused by impurity of their internal cavities. Hydraulic cylinders are sources and stores of pollution. It is explained by existence of rubbing surfaces and a small consumption of working liquid via the unit. Cleaning of cavities of a hydraulic cylinder by a repeated turn of a rod doesn't meet the modern requirements. Perspective way of an intensification of process of cleaning of cavities of units is washing with a pulsing single-phase stream of liquid. Existence of essential periodic components of pressure and consumption of washing liquid considerably define quality and duration of technological process. The main dependences describing dynamic properties of channels and cavities of units, and also schemes of pulsing cleaning of hydraulic cylinders are given in work. For cleaning of cavities of hydrounits and the hydraulic cylinders sensitive to fluctuations of pressure, the gas-liquid method the sedums, based on use of low coefficient of compressibility of gas is offered.

Key words: *cleaning; washing; hydraulic cylinder; hydrounit; hydrodynamic cleaning; pulsing stream; gas-liquid cleaning.*

References

[1] Beljanin, P.N., Danilov, V.M. Promyshlennaja chistota mashin / P.N. Beljanin, V.M. Danilov. - M.: Mashinostroenie, 1982. - 224 s.
[2] Sanchugov, V.I. Tehnologicheskie osnovy dinamicheskih ispytanij i otrabotki gidrosistem i agregatov. Uchebnoe posobie [Tekst] / V.I. Sanchugov. - Samara: Samarskij nauchnyj centr RAN, 2003. – 96
[3] GOST 31303-2006. CHistota promyshlennaja. Metod ochistki gidrodinamicheskij gazovyh i zhidkostnyh sistem mashin i mehanizmov ot zagrjaznitelej. Vved. 2008-03-01. - M.: Standartinform, 2007. - 18 s.
[4] Sanchugov, V.I., Reshetov V.M. Snizhenie zagrjaznjonnosti agregatov gidroprivoda mashin i mehanizmov na osnove gidrodinamicheskoj ochistki. Izvestija Samarskogo nauchnogo centra RAN, № 6, 2011 g. – Samara, SNC RAN, t 13, №6, 2011, S.264-268.

УДК 621.567

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТРОСОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Н.В. Волкова,
В.И. Голованов,
Т.Г. Налимова

ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
Московское шоссе, 44
г. Санкт-Петербург, Россия
196158

В.В. Сухов

ОАО «Моринформсистема-Агат»,
шоссе Энтузиастов, 29
Москва, Россия
105275

Рассмотрены различные виброизоляторы с упругим элементом, выполненным из металла. Представлены типовые статические и ударные нагрузочные характеристики виброизоляторов, полученные на испытательной машине. Приведены типоразмеры виброизоляторов, допущенные к применению.

Ключевые слова: *тросовый корабельный амортизатор, статическая характеристика, испытания, ударные нагрузки, типоряд амортизаторов.*

Для защиты комплектующего оборудования, размещаемого на транспортных средствах, от стационарных и нестационарных динамических воздействий со стороны основания широко используются различного вида виброизоляторы (амортизаторы). Их упругие элементы могут быть выполнены из различных материалов. На ряде объектов условия эксплуатации амортизаторов таковы, что в качестве материалов для изготовления упругого элемента могут быть использованы только металлы. Обычно критичными параметрами, которые определяют выбор материала, являются повышенная температура, наличие возможного радиационного излучения и возможное воздействие агрессивных сред.

Для эксплуатации в таких условиях используются амортизаторы, упругий элемент которых выполнен из металла. В судостроительной промышленности такими амортизаторами являлись АКПО (амортизатор корабельный пружинный одновитковый) [1]. Схема данного амортизатора представлена на рисунке 1.

В авиационной промышленности широко применяются амортизаторы, в которых упругий элемент выполнен из материала МР (металло-резина) [2].

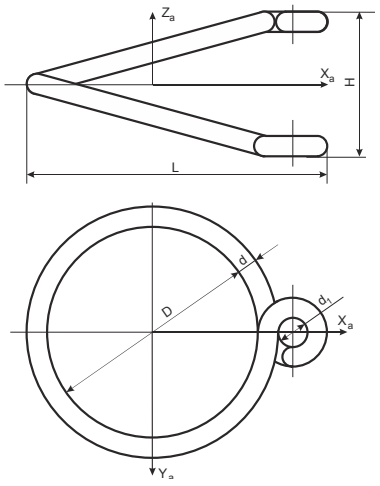


Рисунок 1. Схема амортизатора корабельного пружинного одновиткового

В последнее время на предприятиях, поставляющих некоторые типы комплектующего оборудования для кораблей и судов, были разработаны типоряды амортизаторов, в которых в качестве упругого элемента служит трос. Такие амортизаторы предлагают НПФ «Анком» (Санкт-Петербург) – амортизаторы типа СТВ (спирально-тросовые виброизоляторы) [3] и ОАО «Моринформсистема - Агат» (Москва) – амортизаторы типа ВЦК (виброизоляторы цилиндрические из каната) [4]. Вид типового тросового амортизатора представлен на рисунке 2.

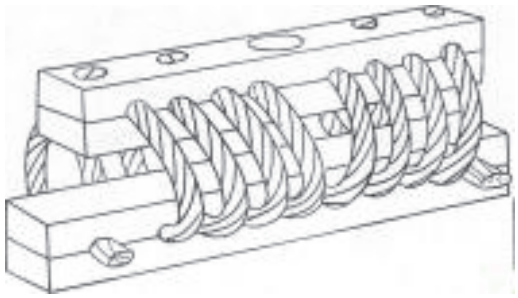


Рисунок 2. Вид типового тросового амортизатора

Специфические условия эксплуатации амортизаторов на кораблях и судах требуют проведения в стендовых условиях испытаний не только определяющих характеристики амортизаторов, но и испытаний, подтверждающих их работоспособность в течение всего заданного срока их службы.

Такие испытания традиционно проводятся на стендовой базе ФГУП «Крыловский государственный научный центр». В ходе этих испытаний измеряются:

- статические жесткости амортизаторов по трем осям и их возможный разброс. Эти величины определяются в результате измерения нагрузочных характеристик (зависимостей сила-деформация при деформировании со скоростью 10 мм/мин). При этом может быть определен также коэффициент потерь. По результатам этих испытаний определяется как величина номинальной нагрузки, так и допустимый разброс, величина которого заносится в нормативную документацию и служит основанием для отбраковки амортизаторов. На примере виброизолятора ВЦК-20А на рисунке 3 представлена типовая нагрузочная характеристика;

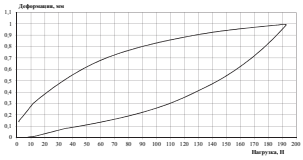


Рисунок 3. Типовая статическая нагрузочная характеристика виброизолятора ВЦК-20А при сжатии в направлении оси Z

- вибрационные жесткости амортизаторов по трем осям. Они рассчитываются по измеренному значению резонансной частоты. Амплитуду деформирования при испытаниях виброизоляторов поддерживается в пределах 0,75 ± 0,05 мм. Для всех типоразмеров виброизоляторов собственные частоты лежат в диапазоне от 7 до 15 Гц;

- ударные жесткости амортизаторов по трем осям определялись на копровом стенде со свободно падающим грузом. Типовая ударная характеристика представлена на рисунке 4;

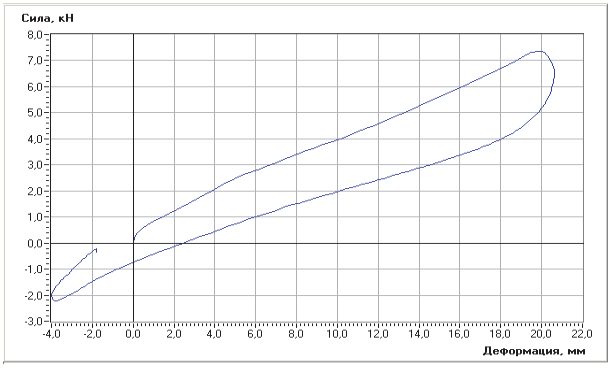


Рисунок 4. Типовая ударная нагрузочная характеристика амортизатора СТВР-85К при деформировании в направлении оси Z

- величина просадки при действии длительной номинальной нагрузки.

Кроме этого в ходе испытаний также подтверждается ресурс амортизаторов, т.е. его способность выдерживать те длительные вибрационные нагрузки, которым амортизатор подвергается в течение заданного срока его службы.

В результате были допущены к использованию следующие амортизаторы:

- СТВР - диапазон нагрузок по оси Z от 2,5 до 700 кг (2,5 4, 5, 6, 10, 15, 25, 60, 85, -120, 150, 160, 220, 250, 300, 400, 500, 700 кг);
- ВЦК - диапазон нагрузок по оси Z от 6 до 170 кг (6, 10, 20, 32, 43, 55, 74, 110, 128, 170 кг).

Список использованных источников

[1] Амортизатор корабельный пружинный одновитковый (АКПО). Технические условия.

[2] Сойфер А.М. О расчетной модели материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Сборник научн.трудов. Вып.30. – Куйбышев, КуАИ, 1967. – с.8 – 16.

[3] Берестовицкий Э.Г., Голованов В.И., Волкова

Н.В., Иванов В.Г., Слепов А.В. Применение спирально-тросовых виброизоляторов для оборудования морских объектов // «Судостроение», 2008, № 5. С. 43–48.

[4] Виброизоляторы ВЦК. Технические условия. ДАЕИ.304242.004 ТУ.

N.V. Volkov,
V.I. Golovanov,
T.G. Nalimova

Krylov State Scientific Center,
Moskovskoye shosse, 44
Saint-Petersburg,
196158, Russia

VV Suhov
Morinformsystem-Agat»,
shosse Enthusiastov, 29
Moscow,
105275, Russia

KEY TEST RESULTS ROPE VIBRATION ISOLATORS

Different isolators with an elastic member made of metal. The typical static and shock load characteristics of vibration isolators, obtained on the test machine. Given various isolators admitted to use.

Keywords: cable ship shock, static characteristics, testing, shock, shock absorber type series

References

[1] Amortizator korabel'nyj pruzhinnyj odnovitkovyj (AKPO). Tehnicheskie uslovija.

[2] Sojfer A.M. O raschetnoj modeli materiala MR // Vibracionnaja prochnost' i nadezhnost' dvigatelej i sistem letatel'nyh apparatov. Sbornik nauchn.trudov. Vyp.30. – Kujbyshev, KuAI, 1967. – s.8 – 16.

[3] Berestovickij Je.G., Golovanov V.I., Volkova N.V., Ivanov V.G., Slepov A.V. Primenenie spiral'no-trosovyh vibroizoljatorov dlja oborudovanija morskih ob"ektov // «Sudostroenie», 2008, # 5. S. 43–48.

[4] Vibroizoljatory VCK. Tehnicheskie uslovija. DAEI.304242.004 TU.

УДК 621.378:535

ПРИМЕНЕНИЕ ДВУХ ИСТОЧНИКОВ ИЗЛУЧЕНИЯ В ОПТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ СПЕКЛ – ИНТЕРФЕРОМЕТРА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДЕФОРМАЦИЙ И ВИБРАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОМАШИН

А. И. Жужукин

ОАО "Кузнецов"
Заводское шоссе, 29,
г. Самара, Российская Федерация,
443009
cntkknio@yandex.ru

В оптической схеме спекл-интерферометра с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной использованы одновременно два независимых источника когерентного излучения с длиной волны 632,8 нм. Это позволило уменьшить низкочастотный шум, связанный с неравномерностью освещения поверхности исследуемого объекта. Кроме того, проведённые измерения показали, что снижается дисперсия спекл-шума. Применение разработанного метода позволяет увеличить величину контраста интерференционных полос на спекл-интерферограммах, что необходимо для повышения точности измерения вибраций и статических перемещений поверхности исследуемой детали.

***Ключевые слова**: Виброметрия, статические деформации, спекл-интерферометрия, лазерные спеклы*

1 Введение

Одной из основных задач методов поузловой доводки турбомашин, в частности газотурбинных двигателей (ГТД), является получение достаточно полной и представительной информации о полях смещений, деформаций и напряжений конструктивных элементов, как в статике, так и вибрационном состоянии. Наиболее полную информацию о колебаниях и деформациях деталей ГТД дают методы голографической[1] и спекл – интерферометрии [2,3]. Главным достоинством этих методов является возможность получения информации о вибрационном состоянии и перемещениях всей поверхности исследуемой детали сколь угодно сложной конструкции. Однако применение методов голографической интерферометрии ограничено повышенными требованиями к виброизоляции оптической схемы при проведении эксперимента. Кроме того, необходимость использования фотоматериалов с присущей им технологией фотохимической обработки затрудняет процесс оперативного контроля исследуемых объектов и его автоматизацию. В связи с этим в последнее десятилетие для решения этих задач наибольшее применение получили методы цифровой спекл-интерферометрии.

В этом случае с помощью цифровой телекамеры или фотокамеры регистрируется суммарное спекл-поле, образованное в результате интерференции двух спекл-полей или спекл-поля с гладкой опорной волной. Информация о деформациях или вибрациях исследуемого объекта содержится в изменениях интенсивности спекл-поля. В дальнейшем, реализуя метод вычитания изображений, непосредственно в компьютере можно получить информацию в виде корреляционных полос, которая содержит данные о происходящих с поверхностью исследуемого объекта деформациях или вибрациях.

2 Теоретические исследования

Главным недостатком методов цифровой спекл-интерферометрии является высокий относительно методов голографической интерферометрии уровень шумов, что затрудняет получение количественной информации из интерференционных картин, так как точность измерений в этом случае определяется погрешностью определения центров интерференционных полос.

В общем случае распределение интенсивности на зашумленной интерферограмме описывается выражением [4]:

$$I(x,y)=S(x,y)\cdot \cdot\left\{C(x,y)+A\cos\left[\omega_X x+\omega_Y y+\varphi(x,y)\right]\right\}+B(x,y), \quad (1)$$

где $S(x,y)$ - мультипликативный шум; $C(x,y)$ - аддитивный шум; A - амплитуда

синусоиды, соответствующая максимально возможной для передачи ПЗС матрицей камеры регистрации яркости изображения; ω_X, ω_Y - составляющие пространственные частоты интерференционной картины; $\varphi(x,y)$ - составляющая разности фаз интерферирующих волн, вызванная деформацией фронта волны под воздействием исследуемого объекта; $B(x,y)$ - аддитивный белый шум.

Как видно из выражения (1), шумы и помехи вызваны разными факторами, имеют различную природу, и в силу этого, практически невозможно создать метод, позволяющий одновременно и полностью очистить интерферограмму. В связи с этим актуальна задача минимизации уровня всех видов шумов на стадии проведения эксперимента.

В работе [5] авторам в значительной степени удалось снизить величину $S(x,y)$ и в некоторой степени $B(x,y)$ путём использования в оптической схеме спекл-интерферометра цифровой фотокамеры вместо телекамеры с относительно низким разрешением (рисунок 1).

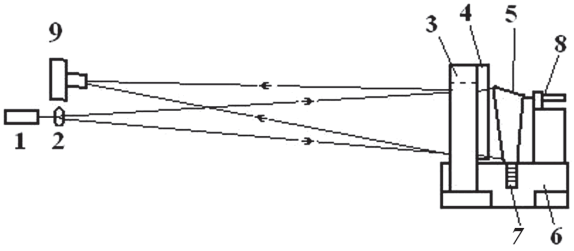


Рисунок 1. Оптическая схема цифрового спекл-интерферометра (ЦСИ) с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной:
1 – лазер; 2 – расширитель пучка; 3 – держатель диффузора; 4 – диффузор; 5 – исследуемая деталь; 6 – зажимное устройство; 7 – устройство для вибрационного нагружения; 8 – устройство для статического нагружения; 9 – фотокамера

В этой установке используется интерференция двух спекл-полей, одно из которых образовано при рассеянии света на шероховатой поверхности исследуемого объекта 5, а второе формируется в результате прохождения лазерного излучения через диффузор 4. Для получения интерферен-ционных полос максимального контраста необходимо добиваться, чтобы интенсивности этих спекл-полей были одинаковыми.

Как показано в работе [6], суммарная интенсивность спеклов в случае когерентного сложения двух спекл-полей будет подчиняться статистике:

$$P_I(I) = \frac{1}{< I >} \cdot \exp\left(- \frac{I}{< I >} \right), \qquad (2)$$

где $< I >$ - средняя интенсивность общей спекл – картины.

Из этого выражения следует, что наиболее вероятно появление тёмных спеклов.

Принцип действия установки при исследовании вибраций описан в работе [7], и в этом случае из схемы исключается устройство 8. Измерение статических деформаций приведено в работе [5]. При этом не используется устройство 7. Применение установки на рис. 1 позволяет в значительной степени уменьшить уровень спекл-шумов, который определяется величиной $S(x,y)$, за счет использования высокоразрешающей фотокамеры, которая позволяет регистри-ровать более мелкую спекл-структуру.

3 Результаты экспериментальных исследований

В данной работе предлагается экспериментальный метод снижения величины $C(x,y)$ и, в некоторой степени, дальнейшее уменьшение величины $S(x,y)$.

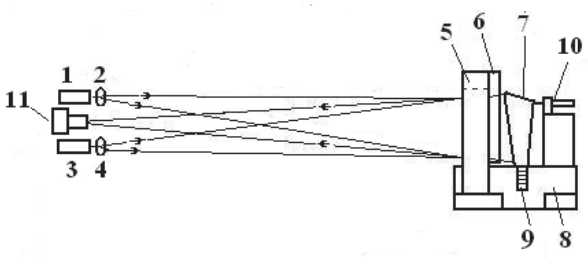


Рисунок 2. Оптическая схема ЦСИ с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной с двумя источниками излучения:
1,3 – лазер; 2,4 – расширитель пучка; 5 – держатель диффузора; 6 – диффузор; 7 – исследуемая деталь; 8 – зажимное устройство; 9 – устройство для вибрационного нагружения; 10 – устройство для статического нагружения; 11 – фотокамера

Установка работает следующим образом. Когерентное излучение лазера 1 расширяется с помощью линзы 2 и через диффузор 6

попадает на поверхность исследуемого объекта 7. Одновременно с этим когерентное излучение лазера 3, проходя расширительную линзу 4 и диффузор 6, освещает поверхность исследуемого объекта 7. При этом необходимо добиться, чтобы интенсивности излучения, падающие на поверхность исследуемого объекта 7 от лазера 1 и от лазера 3, были примерно одинаковыми между собой. Таким образом, с помощью фотокамеры 11 одновременно регистрируются два некогерентных между собой спекл-поля, образованных двумя независимыми источниками излучения одной длины волны.

Принимая во внимание, что в этом случае:

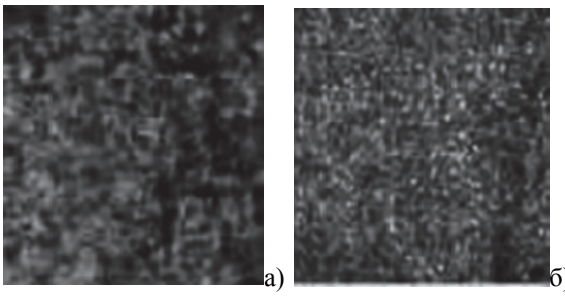
$$< I >= 2 < I_N >, \qquad (3)$$

где $< I_N >$ - средняя интенсивность каждой отдельной спекл – структуры.

Распределение интенсивности спеклов подчиняется закону [6]:

$$P_I(I) = \frac{4 \cdot I}{(< I >)^2} \cdot \exp\left(-\frac{2 \cdot I}{< I >}\right). \qquad (4)$$

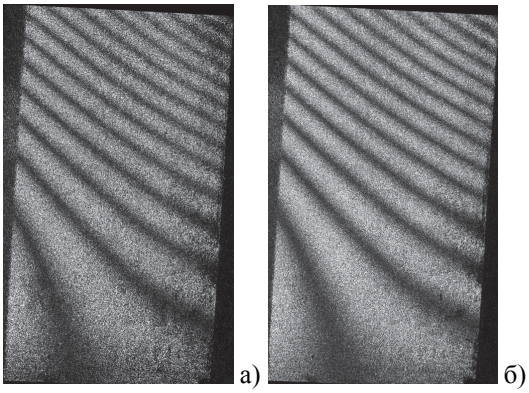
Для некогерентного сложения двух спекл-полей высока вероятность появления серых спеклов. Несмотря на различие выражений (2) и (4), на практике это нелегко различить визуально (рис. 3).



а) б)

Рисунок 3. Фрагменты поверхности лопатки компрессора, освещенные лазерным излучением при λ=632,8 нм:
а) одним источником излучения;
б) двумя источниками излучения

Вместе с тем, одновременное использование двух источников излучения позволяет более равномерно осветить поверхность исследуемой детали. Неравномерность освещения может быть связана с недостаточной мощностью излучения лазера, и в этом случае освещённость на краях исследуемого объекта будет ниже по сравнению с центральной областью. Другая причина может быть вызвана дефектами на поверхностях расширительных линз, такими как, например, царапины, пылинки. Применение оптической схемы ЦСИ на рис.2 позволяет снизить и эти шумы (рис.4). Для получения спекл-интерферограмм использован метод вычитания изображений.

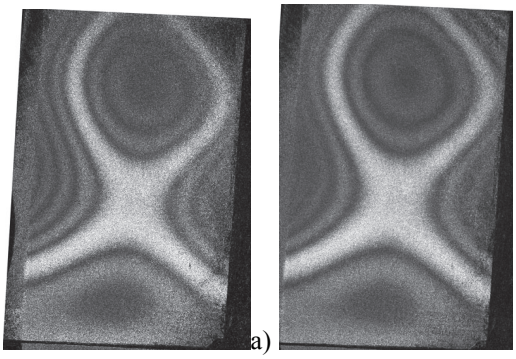


а) б)

Рисунок 4. Спекл-интерферограммы деформаци-онного поля перемещений лопатки 7-й ступени компрессора, полученные с помощью:
а) установки на рис. 1; б) установки на рис. 2

На спекл-интерферограмме, полученной с помощью одного источника лазерного излучения (рис.4а), в правой части изображения, соответствующей выходной кромки лопатки, видны низкочастотные шумы, вызванные недостаточной мощностью лазерного излучения. В этой области изображения точность измерений величины деформационных перемещений снижена. Вместе с тем, при использовании двух источников излучения (рис.4б) на выходной кромке лопатки уровень низкочастотных шумов заметно ниже.

В ходе дальнейших исследований лопатка была подвергнута вибрационной нагрузке. На рисунке 5 дан характерный вид полученных спекл-интерферограмм.



а) б)

Рисунок 5. Спекл-интерферограммы колеблющейся на частоте 6987 Гц лопатки 7-й ступени компрессора, полученные с помощью:
а) одного источника излучения;

б) двух источников излучения

При регистрации спекл-интерферограмм вибрирующих объектов интерференционные полосы описываются функцией Бесселя первого рода нулевого порядка, в связи с чем контраст полос быстро уменьшается, и в этом случае задача снижения уровня шумов различного рода является ещё более актуальной. Однако, как показывает анализ приведённых выше спекл-интерферограмм (рис.5а,б), применение описанного метода и в этом случае позволяет снизить уровень низкочастотных шумов. Особенно это заметно в области выходной кромки лопатки. Кроме того, проведенные по методике, описанной в [8], измерения, показали что дисперсия спекл-шума на различных участках спекл-интерферограммы снизилась на 20-25 %.

4. Заключение

- в оптической схеме ЦСИ с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной впервые выявлена и экспериментально подтверждена возможность одновременного использования двух источников лазерного излучения;
- применение разработанной установки позволило снизить уровень низкочастотных шумов на спекл-интерферограммах как при исследовании статических деформаций, так и при получении вибрационных характеристик;
- при динамических испытаниях лопатки 7-й ступени компрессора использование двух источников лазерного излучения позволило снизить дисперсию спекл-шума на 20-25 %.

Список использованных источников

[1] Макаева, Р.Х. Определение вибрационных характеристик деталей ГТД методом голографической интерферометрии [Текст] / Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царёва.// Изв. вузов. Авиационная техника. - 2007. - №1. - С. 78 – 80.

[2] Джоунс, Р. Голографическая и спекл – интерферометрия [Текст] / Р. Джоунс, К. Уайкс –М.: Мир, 1986. – 328 с.

[3] Комаров, С.Ю. Помехоустойчивый цифровой спекл – интерферометр для виброметрии объектов на основе метода усреднения во времени [Текст] // Дисс. на соискание уч. степени канд. тех. наук. - Самара. - 2004. - 234 с.

[4] Грейсух, Г.И. Разработка методов и программных средств подавления шумов в интерферограммах на этапе их предварительной обработки [Текст]/ Г.И. Грейсух, Е.Г. Ежов, А.Ю.Земцов, С.А.Степанов// Компьютерная оптика. - 2005. - Т.28 - С.140 – 144.

[5] Жужукин, А.И. Применение цифровой фотокамеры в оптической схеме спекл – интерферометра для исследования статических деформаций деталей газотурбинных двигателей [Текст] / А.И. Жужукин, В.А. Солянников// Вестник СГАУ. - 2012. - № 4(35). - С.155 – 161.

[6] Гудмен, Дж. Статистическая оптика: Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 528 с.

[7] Жужукин, А.И. Особенности применения цифровой фотокамеры в оптической схеме спекл-интерферометра для виброметрии деталей газотурбинных двигателей [Текст] / А.И. Жужукин, В.А. Солянников// Известия Самарского научного центра РАН. - 2013. - Т.15. - №4. - С.192-195.

[8] Жужукин, А.И. Применение спекл-интерферометрии для исследования вибраций и статических деформаций деталей энергетических установок [Текст] / А.И. Жужукин// Вестник СамГУ – Естественнонаучная серия. - 2013. - №9/2(110). - С.80-86.

THE USE OF TWOSOURCES OF RADIATION IN THE OPTICAL SCHEMESSPECKLE-INTERFEROMETER AT RESEARCH OF DEFORMATIONS AND VIBRATIONS OF DETAILS OF TURBOMACHINES

Anatoly I. Zhuzhukin

OAO Kuznetsov
Zavodskoe shosse, 29, Samara,
443009, Russian Federation
mecmod@mail.ru

In the optical scheme of speckle interferometer with combined beams and speckle - modulated reference wave used simultaneously two independent sources of coherent radiation with a wavelength of 632.8 nm. This allowed to reduce low-frequency noise associated with the uneven lighting of the object surface.In addition, the carried out measurements have shown that the speckl-noise dispersion decreases. Application of the developed method allows to increase contrast size of the interference strips on speckl-interferograms that is necessary for increase of accuracy of measurement of vibrations and static displacements of the researched objects urface.

Key words: *Vibrometry, static deformation, speckle interferometry, laser speckle*

References

[1] Makayeva, R.Kh. Determination of the vibration characteristics of GTE parts by holographic interferometry [Text] /R.Kh. Makaeva, A.Kh. Karimov, A.M. Tzareva. //News of high schools. The aviation technics. - 2007. - № 1.- P. – 78 - 80.

[2] Jones, R. Holographic and speckle interferometry [Text] /R. Jones, C. Wykes - M.: Mir, 1986. -328 p.

[3] Komarov, S.Y., Noiseproof digital speckle interferometer for vibrometry objects based on the averaging method in time [Text] //Candidate's thesis. – Samara. - 2004. – 234 p.

[4] Greysukh, G.I. Development of methods and software for noise suppression in the interference at the stage of pretreatment [Text] /G.I. Greysukh, E.G. Yezhov, A.Yu. Zemtsov, S.A. Stepanov//Computer Optics. - 2005. - V.28. - P. - 140-144.

[5] Zhuzhukin, A.I. Using a digital camera in a speckle-interferometer optical scheme for the analysis of static deformations in gas turbine engine elements [Text]/ A.I. Zhuzhukin, V.A. Solyannikov// Herald SSAU. - 2012. - № 4(35). - P.155- 161.

[6] Goodman, J. Statistical optics [Text]: Tr. from English.-New York: Wiley, 1988. - 528 p.

[7] Zhuzhukin, A.I. The utilization peculiarities of digital camera in the optical scheme of speckle pattern interferometer for vibrometry of gas turbine engines parts [Text] /A.I. Zhuzhukin, V.A. Solyannikov//Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences.- 2013. V.15. - №4. - P. - 192-195.

[8] Zhuzhukin, A.I. Application of speckle interferometry for the study of vibrations and static deformations of parts of power installation [Text] /A.I. Zhuzhukin// Vestnik of SSU-Naturalisticseries. - 2013. - № 9/2 (110). - P. - 80-86.

УДК621.373

ПРИМЕНЕНИЕ ДИОДНОЙ ЛАЗЕРНОЙ СПЕКТРОСКОПИИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ СВЕРХЗВУКОВОЙ АКТИВНОЙ СРЕДЫ КИСЛОРОДНО-ЙОДНОГО ЛАЗЕРА

М.В. Загидуллин,
А.С. Инсапов,
М.С. Малышев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
marsel@fian.smr.ru

В настоящей работе с помощью абсорбционной диодной лазерной спектроскопии дистанционно и бесконтактно измеряются коэффициент усиления, температура, абсолютная скорость и давление сверхзвуковой активной кислородно-йодной среды, формируемой эжекторным сопловым блоком. Активная среда эжекторного кислородно-йодного лазера формируется высоконапорным потоком азота и низконапорными потоками синглетного кислорода и смеси йода с азотом. При температуре раствора в газогенераторе синглетного кислорода – 20 ℃ получены параметры активной среды: коэффициент усиления 7.2×10^{-3}см$^{-1}$, число Маха М=2, температура 205 ℃, статическое давление 9.3 мм рт.ст.. При температуре раствора в газогенераторе -4 ℃ коэффициент усиления уменьшается до 5×10^{-3}см$^{-1}$, число Маха до 1.78, температура и статическое давление возрастают соответственно до 241 ℃ и 10.7 мм рт.ст. Статическое давление и давление за фронтом прямой ударной волны, рассчитанные по параметрам уширения спектра усиления, хорошо согласуются со значениями, полученными контактными измерениями.

Ключевые слова: *кислородно-йодный лазер, атом йода, диодная спектроскопия, газодинамические параметры*

1 Введение

Проточная активная среда мощных кислородно-йодных лазеров создается сопловыми блоками. Посредством сопловых блоков осуществляют смешение исходных газовых компонент активной среды и формируют её сверхзвуковой поток. Выходная мощность кислородно-йодного лазера напрямую зависит от величины коэффициента усиления активной среды. Массогабаритные параметры лазерной системы существенно определяются системой выхлопа отработанной активной среды в атмосферу, эффективность которой зависит от полного давления сверхзвукового потока активной среды. В свою очередь, величина полного давления связана со статическим давлением и числом Маха. Определение температуры, давления и скорости сверхзвуковых потоков наиболее корректно достигается при бесконтактном способе измерений. Методом диодной лазерной абсорбционной спектроскопии можно измерить как оптическое усиление (поглощение) на отдельной линии, так и требуемые параметры газовых потоков [1]. В диодной лазерной абсорбционной спектроскопии используются диодные лазеры с распределенной обратной связью или с внешним резонатором, у которых излучение имеет спектральную ширину менее 10 МГц, что значительно меньше полной спектральной ширины отдельных линий оптических переходов в атомах или молекулах в газах при умеренных температурах. Диапазон частоты перестройки излучения таких лазеров может достигать 30÷60 ГГц, что значительно больше, чем спектральные ширины линий поглощения атомов или молекул при давлениях менее 1 кгс/см^2 и умеренных температурах. Таким образом, при изменении частоты излучения луча диодного лазера, проходящего через газовую среду, можно измерить спектр поглощения (или усиления) отдельной спектральной линии атома или молекулы. Цель настоящей работы − измерить усиление и газодинамические параметры активной среды кислородно-йодного лазера, формируемой эжекторным сопловым блоком, с помощью диодной лазерной спектроскопии.

2 Сопловой блок кислородно-йодного лазера

Сопловой блок, формирующий активную среду сверхзвукового кислородно-йодного лазера, представляет собой периодическую сборку идентичных фрагментов с набором сопел для отдельных газовых компонент. На рисунке 1 представлен отдельный фрагмент эжекторной сопловой решетки. Синглетный кислород, источник энергии лазера, поступает в эжекторный сопловой блок из струйного генератора синглетного кислорода (ГСК) и вытекает в камеру смешения через ряд щелей с числом Маха меньше 1.

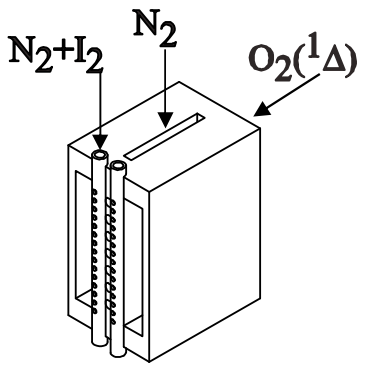


Рисунок 1. Фрагмент эжекторного соплового блока

Высоконапорный первичный азот с начальным давлением более 1 кгс/см^2, несущий основной импульс, втекает в камеру смешения через ряд цилиндрических сопел и на коротком расстоянии разгоняется до чисел Маха >2. Между двумя потоками инжектируется слабонапорный поток смеси азота с молекулярным йодом. Расширение струй высоконапорного азота приводит к сжатию струй кислорода и смеси азота с йодом. Ниже по потоку границами струй первичного азота образуется аэродинамическая горловина, в которой кислородно-йодная смесь достигает звуковой скорости. Далее из-за более высокого статического давления кислородно-йодного потока в области этой горловины по сравнению со статическим давлением в потоке азота происходит расширение кислородно-йодного потока. Таким образом, для кислородно-йодного потока образуется аэродинамическое сопло, стенками которого являются границы струй высоконапорного азота. Вследствие этого кислородно-йодный поток приобретает сверхзвуковую скорость. Основные процессы, приводящие к диссоциации молекулярного йода и формированию усиления, происходят на участке течения между сопловым блоком и аэродинамической горловиной. На этом отрезке как кислород, так смесь азота с йодом движутся с дозвуковой скоростью при высоком давлении. Появление в потоке атомарного йода инициирует реакции деактивации энергии, запасенной в $O_2(^1\Delta)$ и изменению газодинамических параметров сверхзвукового потока. После диссоциации молекул йода в результате обмена энергией

$$O_2(^1\Delta)+I(^2P_{3/2}) \leftrightarrow O_2(^3\Sigma)+I(^2P_{1/2}) \qquad (1)$$

на переходе тонкой структуры атома йода $^2P_{1/2} \rightarrow {}^2P_{3/2}$ образуется инверсная населенность. Активным участником дезактивации энергии являются молекулы воды, которые всегда содержатся в потоке из ГСК. Концентрация воды зависит от температуры раствора, используемого в ГСК. Зависимость усиления и газодинамических параметров активной среды от температуры раствора, представляет интерес при создании кислородно-йодного лазера.

3 Методы исследования

Схема измерений газодинамических и усилительных характеристик активной среды представлена на рисунке 2. Измерялся коэффициент усиления для оптического перехода между сверхтонкими подуровнями с полными моментами атома $F=4$ состояния $^2P_{3/2}$ и $F=3$ состояния $^2P_{1/2}$. Коэффициент усиления слабого сигнала на переходе атома йода $^2P_{1/2}(F=3) \rightarrow {}^2P_{3/2}(F=4)$ в кислородно-йодной среде равен [2]

$$g_0(X) = \frac{7}{12}\Delta N \frac{A\lambda^2}{8\pi}\Phi(X), \qquad (2)$$

где ΔN – полная инверсная заселенность на переходе $^2P_{1/2} \rightarrow {}^2P_{3/2}$; $A=5.1c^{-1}$ – вероятность радиационного перехода $^2P_{1/2}(F=3) \rightarrow {}^2P_{3/2}(F=4)$; $\lambda=1.315\times10^{-4}$ см – длина волны

излучения; $\Phi(X)$-нормализованная функция Фойхта [3]

$$\Phi(X)=\sqrt{\frac{\ln(2)}{\pi}}\frac{W_L}{\pi W_D}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\exp\left(-Z^2 4\ln 2/W_D{}^2\right)}{(X-Z)^2+(0.5W_L)^2}dZ\,, \quad (3)$$

с параметрами доплеровского W_D и ударного W_L уширения спектральных линий; $X=(\nu-\nu_0)$ – частота относительно центра линии. Ударная спектральная ширина определяется как $W_L=\alpha(T)P$, где $\alpha(T)=5.5\times10^6(296/T)^{0.7}$ (с×мм рт.ст.)$^{-1}$ коэффициент ударного уширения [4]; P–статическое давление в потоке; T–температура потока, выраженная в градусах K. Полная доплеровская спектральная ширина для линии $^2P_{1/2}(F=3)\rightarrow{}^2P_{3/2}(F=4)$ атома йода, согласно [3], равна

$$W_D(c^{-1})=14.49\times10^6\sqrt{T}\,. \quad (4)$$

Инверсная населенность в активной кислородно-йодной среде определяется выражением [2]

$$\Delta N=N_I\frac{(Y-Y_{th})(K_{eq}+0.5)}{(K_{eq}-1)Y+1}\,, \quad (5)$$

где $Y=[O_2(^1\Delta)]/[O_2]$ – относительное содержание молекул $O_2(^1\Delta)$ в активной среде; N_I – концентрация атомов йода; $K_{eq}=0.75\exp(401/T)$ – константа равновесия обмена (1); $Y_{th}=(2K_{eq}+1)^{-1}$ – пороговая доля $O_2(^1\Delta)$, при которой инверсия обращается в ноль [5].

Для диагностики активной среды использовался перестраиваемый по частоте диодный лазер. Частота его излучения периодически изменялась в диапазоне ±1,5 ГГц относительно центра линии перехода линии $^2P_{1/2}(F=3)\rightarrow{}^2P_{3/2}(F=4)$. Собственная спектральная ширина излучения диодного лазера составляет величину около 10 МГц. Луч диодного лазера проходил активную среду под углом φ=27,5° (рисунок 2) к нормали от вектора скорости активной среды по центру смесительной камеры на расстоянии 64 мм от соплового блока. Луч отражался от зеркала 5 и поступал в фотоприемник 4. В результате эффекта Доплера максимум частоты усиления пробного луча смещался на величину $dW=\pm\sin(\varphi)U/\lambda$, где знак (+) соответствует прямому направлению луча; знак (−) соответствует обратному направлению луча; U − скорость потока в камере 2. При перестройке частоты диодного лазера фотоприемник 4 фиксирует частотную зависимость усиления активной среды для луча диодного лазера.

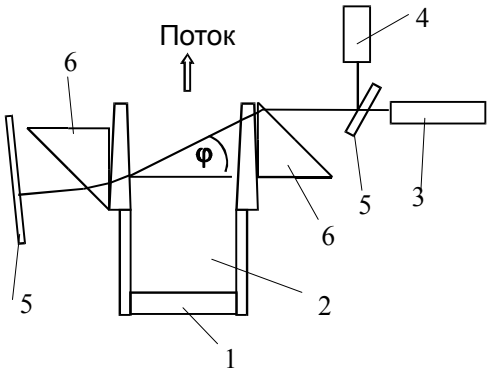


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки: 1-сопловой блок, 2-камера смешения, 3-диодный лазер, 4-фотоприемник, 5-зеркало, 6-призма

На рисунке 3 представлен пример регистрации спектральной зависимости усиления излучения диодного лазера активной кислородно-йодной средой. По существу, представленный спектр представляет собой сумму

$$g(X)=g_0(X-dW)+g_0(X+dW). \quad (6)$$

Математическая обработка представленной на рисунке 3 зависимости $g(X)$ позволяет найти функции Фойхта $g_0(X+dW)$, $g_0(X-dW)$ и частоты W_D, W_L, dW.

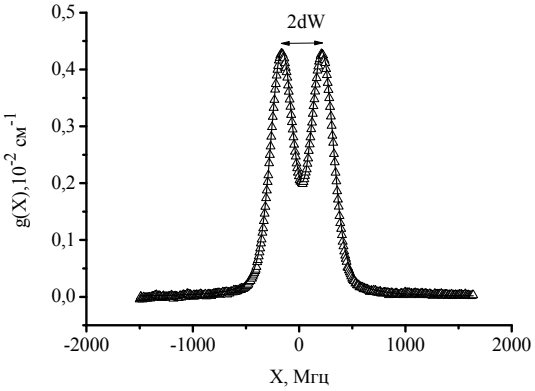


Рисунок 3. Пример спектральной зависимости усиления излучения диодного лазера активной кислородно-йодной средой:
(Δ)-эксперимент, сплошная линия – сумма $g_0(X+dW)+g_0(X-dW)$, полученная в результате математической обработки

По измеренным значениям $g(X)$, W_L, W_D, dW находятся следующие параметры активной среды:
полная плотность инверсной заселенности на переходе $^2P_{1/2} \rightarrow {}^2P_{3/2}$ атома йода

$$\Delta N = \frac{12}{7}\frac{8\pi}{A\lambda^2}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{g(X)}{2}dX\,; \qquad (7)$$

температура

$$T=\left(\frac{W_D}{14.49\times 10^6}\right)^2; \qquad (8)$$

скорость потока

$$U=\frac{dW\times\lambda}{sin(\ \ )}; \qquad (9)$$

статическое давление

$$P=\frac{W_L}{\alpha(T)}. \qquad (10)$$

Зная температуру и скорость потока активной среды, можно определить число Маха потока по формуле

$$M=14.49\times 10^6\ \frac{dW\times\lambda}{W_D\ sin(\ \ )}\sqrt{\frac{\mu}{kR}}\ , \qquad (11)$$

где μ - средний молярный вес активной среды; R –универсальная газовая постоянная; k=1.4 постоянная адиабаты. Далее по известным соотношениям газовой динамики [6] рассчитывались температура $T^*=T(1+0.2M^2)$ и давление $P^*=P_3(1+0.2M^2)^{3.5}$ торможения потока, а также расчетное давление в трубке Пито

$$P_П=\frac{166{,}7M^7}{\left(7M^2-1\right)^{2,5}}P. \qquad (12)$$

Погрешность расчетных значений величин по формулам (7)–(11) определяется погрешностью значений W_L, W_D, dW, которые, в свою очередь, зависят от неоднородности потока в камере и от шумов при регистрации спектров. Как правило, погрешность значений этих величин не превышала значений 2 % для W_L, 1 % для W_D и 0,5 % для dW.

4 Результаты измерений

Поток кислорода получали в струйном ГСК в результате химической реакции хлора с щелочным раствором перекиси водорода. При расходе хлора 39,2 ммоль/с относительное содержание синглетного кислорода Y равнялось примерно 0,6. В настоящих экспериментах расход высоконапорного азота с температурой T_1=298 К составлял 270 ммоль/с, расход азота с парами йода с температурой 333°К составлял 11 ммоль/с, расход паров йода 0.8 ммоль/с. Поток, формируемый сопловым блоком, движется в смесительной камере с начальным сечением 16×50 мм^2, большие стенки которой повернуты на 4° относительно друг друга. Измерялись пристеночное давление P_1 и давление P_2 в насадке Пито, распложенном на расстоянии 70 мм от соплового блока по центру камеры. Погрешность измерения давления с помощью датчиков «Метран» составляла около 1 %.

На рисунках 4–6 представлены зависимости наиболее важных параметров активной среды от температуры раствора в ГСК. Изменение газодинамических параметров с ростом температуры раствора в ГСК (т.е. с ростом содержания паров воды) качественно согласуется с изменением газодинамических параметров сверхзвуковых потоков с ростом тепловыделения [6]. Как видно из рисунка 4, абсолютная скорость активной среды падает с ростом температуры раствора в ГСК и при t = –20 °С равна 578 м/с. При этом число Маха потока падает от 2 до 1,78.

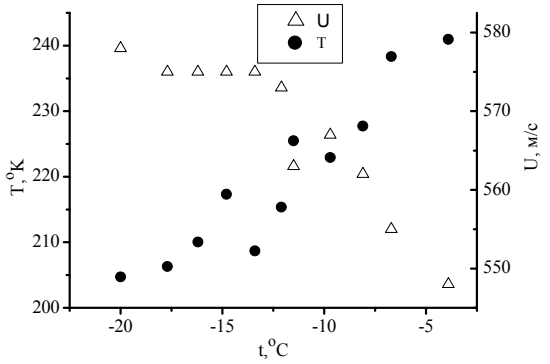


Рисунок 4. Зависимость температуры T и скорости потока U активной среды от температуры t раствора

С ростом температуры раствора в ГСК растет температура активной среды и расчетное статическое давление *P*.

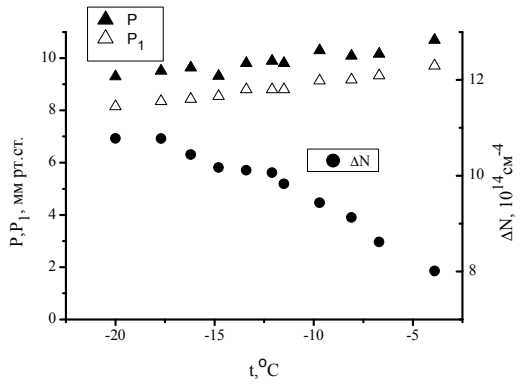


Рисунок 5. Зависимость пристеночного давления P_1, статического давления *P* и инверсной заселенности ΔN от температуры раствора

Как видно, значение пристеночного давления P_1 близко к давлению, рассчитанному по формуле (10), а давление P_2 в насадке Пито, близко по значению к давлению, рассчитанному по формуле (12).

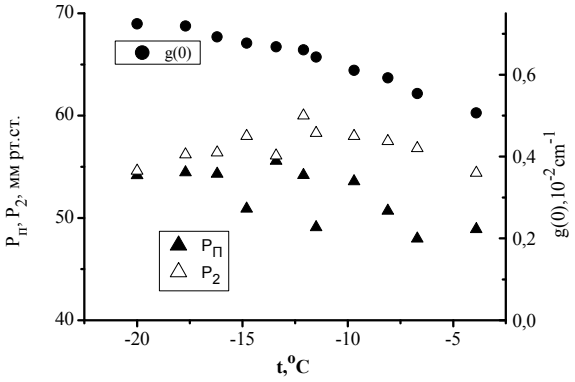


Рисунок 6. Зависимость усиления *g(0)* для центра линии $^2P_{1/2}(F=3) \rightarrow {}^2P_{3/2}(F=4)$ и полных давлений P_n, P_2 потока от температуры раствора

4 Заключение

Диодная лазерная спектроскопия поглощения является эффективным инструментом дистанционного измерения газодинамических и усилительных параметров активных сред газопроточных лазеров. На основе этих измерений можно делать определенные выводы о влиянии состава активной среды на её газодинамические характеристики. Исследовано влияние паров воды на изменение газодинамических и усилительных характеристик кислородно-йодной среды, формируемой эжекторным сопловым блоком. Рост температуры раствора в ГСК ведет к росту тепловыделения в сверхзвуковом потоке активной среды эжекторного кислородно-йодного лазера и, соответственно, к падению коэффициента усиления, запасенной энергии и изменению её газодинамических параметров. При температуре раствора –20°C получены параметры активной среды: коэффициент усиления $7{,}2\times10^{-3}$см$^{-1}$, число Маха *M*=2, температура 205 К, статическое давление 9,3 мм рт.ст.. При температуре раствора -4 °C коэффициент усиления уменьшается до 5×10^{-3}см$^{-1}$, число Маха до 1,78, температура и статическое давление возрастают соответственно до 241 К и 10,7 мм рт.ст. Расчетные значения статического давления в камере смешения и полного давления за фронтом прямой ударной волны (т.е. расчетного давления в насадке Пито), полученные на основе измерений параметров спектрального уширения линии усиления, хорошо согласуются со значениями давлений, измеренных контактным способом.

Работа выполнена при поддержке НОЦ «Физика открытых неравновесных систем» Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета).

Список использованных источников

[1] Allen M.G., (1998) Diode laser absorption sensors for gas dynamic and combustion flows. Mears.Sci.Tech. 9 (4), pp. 545-565

[2] Waichman K., Rybalkin V., Katz A., Dahan Z., Barmashenko B. D., Rosenwaks S., (2007) Toward understanding the dissociation of I2 in chemical oxygen-iodine lasers: Combined experimental and theoretical studies. J.Appl.Phys. 102, (013108), 1-13

[3] Вайнштейн Л.А., Собельман И.И., Юков Е.А. Возбуждение атомов и уширение спектральных линий. (1979), М., Наука.

[4] Davis S. J., Mulhall P. A., Bachman M., Kessler W. J., Keatin P. B., (2002) Measurements of Pressure-Broadening Coefficients for the F=3 ←F=4 Hyperfine Line of the $^2P_{1/2}\leftarrow{}^2P_{3/2}$ Transition in Atomic Iodine. J. Phys. Chem. A**,** 106, pp. 8323-8327.

[5] Mezhenin A. V. , Azyazov V. N., (2013) Analysis of CW Oxygen-Iodine Laser Performance Using Similarity Criteria. IEEE Quantum Electronics, 49 (9), pp. 739-746.

[6] Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. (1976), М., Наука.

APPLICATION OF LASER DIODE SPECTROSCOPY FOR DIAGNOSTICS OF A SUPERSONIC ACTIVE MEDIUM OF OXYGEN-IODINE LASER

M.V. Zagidullin,
A.S. Insapov,
M.S. Malyshev

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
marsel@fian.smr.ru

In the presented work the laser diode absorption spectroscopy was used for remote and noninvasive measurements of small signal gain, temperature, absolute velocity and pressure of supersonic active oxygen-iodine medium produced by ejector nozzle bank. The gain medium of the ejector COIL is generated by high momentum nitrogen stream and low momentum streams of singlet oxygen and a mixture of iodine with nitrogen. The following parameters have been obtained for BHP temperature –20°C : gain $7{,}2\times10^{-3}cm^{-1}$, Mach number M=2, temperature 205°K, static pressure 9.3 torr. For BHP temperature -4°C the gain $5\times10^{-3}см^{-1}$, Mach number 1.78, temperature 241°K , static pressure 10.7 torr have been achieved. Values of the static pressure and Pitot pressure calculated on the basis of the gain line broadening parameters are in a good agreement with conventional measurements.

Key words: *oxygen-iodine laser, atomic iodine, diode spectroscopy, gasdynamic parameters*

References

[1] Allen M.G., (1998) Diode laser absorption sensors for gas dynamic and combustion flows. Mears.Sci.Tech. 9 (4), pp. 545-565

[2[Waichman K., Rybalkin V., Katz A., Dahan Z., Barmashenko B. D., Rosenwaks S., (2007) Toward understanding the dissociation of I2 in chemical oxygen-iodine lasers: Combined experimental and theoretical studies. J.Appl.Phys. 102, (013108), pp. 1-13

[3] Vainstein L.A., Sobelman I.I., Yukov E.A. Excitation of atoms and broadening of spectral lines. (1979), M., Science (in Russian).

[4] Davis S. J., Mulhall P. A., Bachman M., Kessler W. J., Keatin P. B., (2002) Measurements of Pressure-Broadening Coefficients for the F=3 ←F=4 Hyperfine Line of the $^2P_{1/2}$←$^2P_{3/2}$ Transition in Atomic Iodine. J. Phys. Chem. A**,** 106, pp. 8323-8327.

[5] Mezhenin A. V. , Azyazov V. N., (2013) Analysis of CW Oxygen-Iodine Laser Performance Using Similarity Criteria. IEEE Quantum Electronics, 49 (9), pp. 739-746.

[6] Abramovich G.N. Applied Gas Dynamic. (1976), M., Science (in Russian).

УДК 626-3; 621.22

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМЫ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ВЕРХНИХ РАБОЧИХ ВОРОТ ШЛЮЗОВ СУДОХОДНЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ

В.Н. Морозов,
И.Л. Краснощеков,
М.С. Поликарпов,
Р.А. Клинов

Общество с ограниченной ответственностью «Техтрасстрой»,
ул. Гвардейская, д.12, г. Самара,
Российская Федерация, 443051
TTStroy@tts63.ru

Д.Б. Красинский,
И.Л. Павлович,
Е.В. Мельников

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
sstend@mail.ru

Приведены некоторые результаты работ, полученных в ходе выполнения Государственного контракта №3.04-13 от 16.09.2013 г «Проведение исследований работоспособности перспективной элементной базы системы частотно-дроссельного управления электрогидравлическим приводом затворов судоходных гидротехнических сооружений с испытанием экспериментальных узлов привода в условиях действующего объекта ФБУ «Администрация Волжского бассейна»». Приведены результаты анализа патентных исследований методов и средств перемещения затворов судоходных гидротехнических сооружений с использованием двух независимых гидроприводов с синхронизацией их работы. Разработан способ регулирования скорости объемного гидропривода с комбинированным частотно-дроссельной системой управления при пуске под нагрузкой и устройство синхронизации, реализующий данный способ. Разработана методика проведений динамических полевых испытаний гидропривода верхних рабочих ворот шлюза №26 Балаковского гидроузла с разработанным устройством синхронизации. Приведены результаты испытаний разработанной системы, которые были подтверждены статистическими данными шлюзований судов в период август-октябрь 2013 года (около тысячи шлюзований судов различной тоннажности).В рамках проведенной работы подана заявка и получен патент РФ №2503858 «Способ регулирования скорости объемного гидропривода с комбинированным частотно-дроссельной системой управления при пуске под нагрузкой и устройство синхронизации», разработана и подана заявка на «Способ дегазации жидкости и устройство для его осуществления».

Ключевые слова: *гидропривод, гидроцилиндры, насосная станция, устройство синхронизации гидропривода*

THE RESULTS OF THE TESTS SYNCHRONIZING THE MOVEMENT OF THE UPPER WORKERS GATE GATEWAYS NAVIGABLE HYDRAULIC STRUCTURES

Viktor N. Morozov,
Igor L. Krasnoshekov,
Mikhail S. Polikarpov,
Roman A. Klinov

Society with Limited Liability
«Tehtrasstroy »
Gvardejskaja, 12, Samara,
443051, Russia
TTStroy@tts63.ru

Dmitry B. Krasinski,
Igor L. Pavlovich,
Eugene V. Melnikov

Samara State Aerospace University
(SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara,
443086, Russian Federation
sstend@mail.ru

Some results of work obtained during the execution of the State contract №3.04-13 from 16.09.2013 g a «studies of the health of the advanced element base system frequency-throttle control electro-hydraulic drive of the closures of navigable hydraulic structures with experimental test of drive units under the current object FSI «Administration of the Volga basin». The results of analysis of patent researches of methods and means of moving the gates of navigable hydraulic structures using two independent hydraulic actuators sync their work. The developed method of speed control of hydraulic drive with a combined frequency throttle control system at start-up under load, and the device synchronization that implements this method. The developed method is a dynamic field tests of hydraulic top work of the gates of lock no. 26 Balakovo waterworks with the developed device synchronization. The results of tests of the developed system, which were confirmed by the statistical data sluicing vessels in the period August-October 2013 (about a thousand sluicing vessels of different tonnage). In the framework of the work is submitted and received a patent RF №2503858 «Method of speed control hydraulic drive with a combined frequency throttle control system at start-up under load, and the device synchronization» developed and submitted a proposal for a «Method of degassing of liquid and a device for its implementation»

Key words: *Hydraulic actuators, hydraulic cylinders, pumping station, the device synchronization of hydraulic drive*

УДК 621.039

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРАЦИИ ТРУБ МОДЕЛИ ПГ БН-1200

А.П. Носенко,
В.В. Макаров,
А.В. Афанасьев

ОКБ "ГИДРОПРЕСС"
ул. Орджоникидзе, 21, г. Подольск,
Российская Федерация, 142103
grpress@grpress.podolsk.ru

Повышенная вибрация теплообменных труб, вызванная гидродинамическими силами теплоносителя может служить причиной фреттинг-износа труб в местах контакта с дистанционирующей решеткой (ДР), а также в серединах пролетов (из-за соударения соседних труб). Конструкционные особенности теплообменных труб и парогенератора (ПГ) по сравнению с работающим прототипом:
- увеличение длины пролетов между ДР;
- изменение самой конструкции ДР;
- габаритов и мощности ПГ (масштабный фактор);
- увеличенный расход теплоносителя по сравнению с прототипом
могут привести к повышенным вибрациям труб, которая может послужить причиной аварийной ситуации или преждевременному выходу теплообменного аппарата из строя. Приведены методика и результаты вибрационных испытаний 61-трубной модели парогенератора БН-1200 (далее по тексту - модели). Определены частоты и коэффициенты демпфирования собственных колебаний теплообменных труб на воздухе и в стоячей воде. В испытаниях получены временные зависимости и спектры ускорений труб при проливе модели водой и пульсаций давления в гидравлическом контуре стенда. Исследовано влияние эксплуатационных (расхода, пульсаций давления теплоносителя) и конструкционных (длин пролетов между опорами труб) факторов на вибрационный отклик теплообменных труб (частоты и коэффициенты демпфирования вынужденных колебаний).

***Ключевые слова**: Парогенератор; реактор на быстрых нейтронах; виброускорение; собственные частоты; коэффициент демпфирования; фреттинг-износ*

1 Введение

Развитие атомной энергетики поставило задачу создания теплообменных аппаратов (ТО), отличающихся от существующих конструкций габаритами, мощностью, номинальными температурами и новыми теплоносителями. При этом существенным является количество отказов, вызванных чрезмерной вибрацией труб [1]. Выделяют следующие критерии допускаемой вибрации труб в течение заданного ресурса теплообменника:

-динамические напряжения, вызванные колебаниями, не приводят к появлению трещин или нарушению герметичности в зоне заделки труб в трубные доски.

-амплитуды колебаний не вызывают соударений соседних труб друг с другом.

-величина вибрационного износа труб в ДР не ведет к разрушению труб или решеток.

Опыт эксплуатации теплообменных аппаратов реакторных установок (РУ) с жидкометаллическими теплоносителями показал, что основным механизмом отказа теплообменных труб является виброизнос в местах контакта с ДР. Причиной износа являлась повышенная вибрация труб, вызванная воздействием потока натриевого теплоносителя.

Наибольшая вибрация теплообменных труб была отмечена на входном участке, где поперечная компонента скорости теплоносителя максимальна [2]. По результатам исследований, выполненных на стендовых установках, были определены предельно допустимые уровни амплитуд виброускорений, при превышении которых наблюдался износ труб.

Если уровень вибрации штатного теплообменника превышал предельно допустимое значение, производилось глушение труб. Как показали результаты разборки и исследований отработавших пароперегревателей РУ

БН-350, значительное количество труб с уровнем вибрации выше предельно допустимой имело следы виброизноса, что подтвердило обоснованность выбранных предельных уровней вибрации и принятых мер по глушению наиболее вибронагруженных труб.
Для парогенератора БН-1200 прямое использование критериев, полученных для прототипных теплообменников, невозможно в связи с отличиями в конструкции труб, ДР, применяемых материалах, длинах пролетов.

2 Краткое описание конструкции модели и стенда

2.1 Описание конструкции модели

Исследования проведены на модели ПГ БН-1200, общий вид которой показан на рисунке 1. Сравнительные геометрические характеристики проточного тракта ПГ БН-1200 и модели представлены в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические характеристики проточного тракта модели ПГ

Наименование параметра	Значение	
	на натуре	на модели
Внутренний диаметр входного патрубка, м	0,59	0,185
Внутренний диаметр выходного патрубка, м	0,59	0,185
Площадь патрубка, $м^2$	0,2734	0,0269
Внутренний диаметр корпуса, м	1,564	0,284
Наружный диаметр теплообменных труб, мм	16	16
Количество теплообменных труб, шт.	1303	61
Проходное сечение пучка теплообменных труб, $м^2$	0,965	0,051
Количество дистанционирующих решёток, шт.	87	10
Толщина дистанционирующей решётки, м	0,030	0,030
Шаг дистанционирующих решёток, м	0,265	0,267
Длина труб, м	23,500	2,915

Модель ПГ БН-1200 для гидравлических и вибрационных испытаний состоит из трубного пучка (рисунок 2) состоящего из 61 трубы, заключённого в цилиндрический корпус. Общая высота модели – 3097 мм. Исходя из конструктивных особенностей стенда, входной участок теплоносителя в модель был организован в нижней части модели, а выходной – в верхней части. Вход и выход воды в модели осуществлялся через камеры с кольцевым зазором шириной 50 мм через 36 отверстий диаметром 30 мм на внутренних обечайках камер. Трубный пучок модели ограничивается имитаторами трубных досок с наружным диаметром 467 мм и толщиной 45 мм. Наружный диаметр труб составляет 16 мм, 30 труб с толщиной стенки 2,0 мм и 31 труба с толщиной 1,5 мм.

Трубы дистанционируются девятью ДР штатной геометрии. Каждая ДР дистанционирует приблизительно третью часть труб. Нумерация теплообменных труб в поперечном сечении модели принята слева направо и сверху вниз, начиная с места входа теплоносителя. Нумерация решеток ведется в направлении потока снизу вверх. ДР расположены с шагом 0,267 м, пролет между решетками Б2 и А3 имеет удвоенную длину 0,534 м. Длина нижнего пролета, расположенного на входе потока, у труб рядов 2, 5 и 8 составляет 283 мм, у труб рядов 1, 4 и 7 – 550 мм, у труб рядов 3, 6 и 9 – 817 мм. Решетки, дистанционирующие трубы рядов 2, 5 и 8, далее в отчете обозначаются буквой А, рядов 1, 4 и 7 – буквой Б, рядов 3, 6 и 9 – В.

5

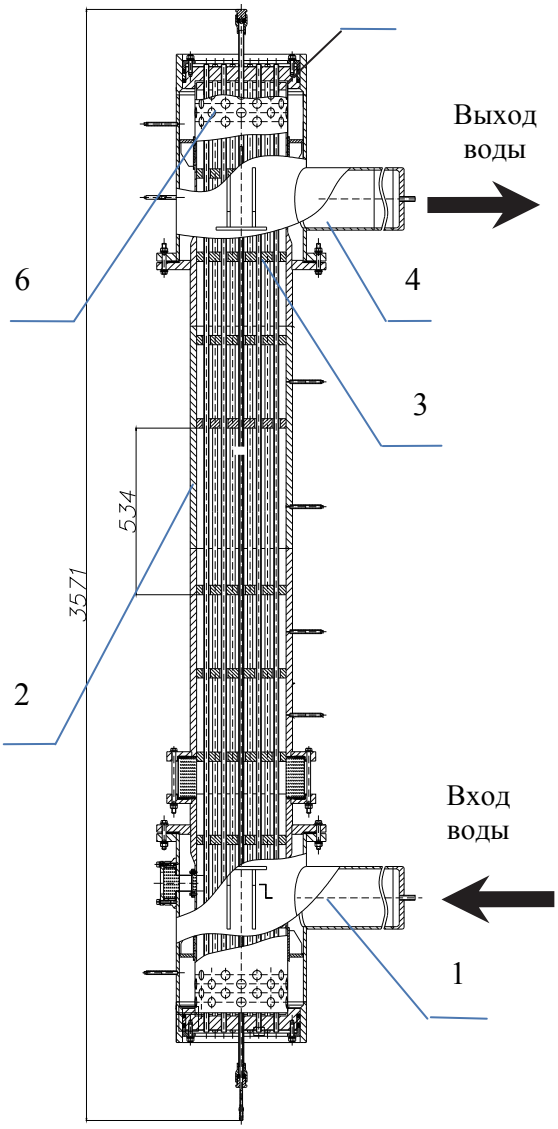


Рисунок 1. Общий вид модели ПГ:
1 - входная камера модели ПГ; 2 - корпус;
3 - трубный пучок; 4 - выходная камера;
5 - перемещаемые зонды и устройство
для измерения вибрации;
6 - перфорированный кожух

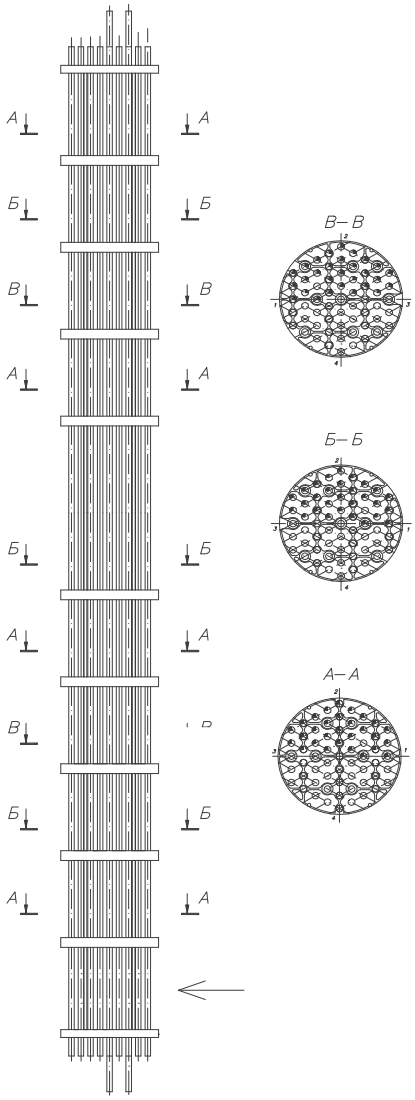


Рисунок 2. Общий вид трубного пучка

2.2 Описание конструкции стенда

Исследование вибрационных характеристик модели ПГ БН-1200 проводилось на стенде сейсмических и вибрационных испытаний. Основными системами стенда являются:

-система циркуляции теплоносителя;
-система возбуждения вибрации;
-система измерения;
-система металлоконструкций.

Виброизоляция модели от трубопроводов осуществлялась через сильфон в нижней части и гибкий рукав в верхней части, а от металлоконструкции стенда - при помощи слоя резины, размещенного под опорами модели (рисунок 3).

При исследованиях собственных колебаний теплообменных труб модель в верхней части соединялась с электродинамическим вибростендом, создававшим возмущающее воздействие на трубы («белый шум» или гармонический сигнал с разверткой по частоте). Измерение ускорений теплообменных труб осуществлялось при помощи виброщупов, представляющих собой трубу с наружным диаметром, не превышающим внутренний диаметр труб модели. Виброщуп устанавливался внутрь трубы на уровне середины исследуемого пролета.

Нижний конец виброщупа с установленным акселерометром раскреплялся в трубе при помощи цангового держателя. Диапазон измерения вибрации составлял от 7 до 300 Гц. Измерение вибрации проводилось в двух направлениях: радиальном (по направлению входящего потока) и тангенциальном (перпендикулярно входящему потоку).

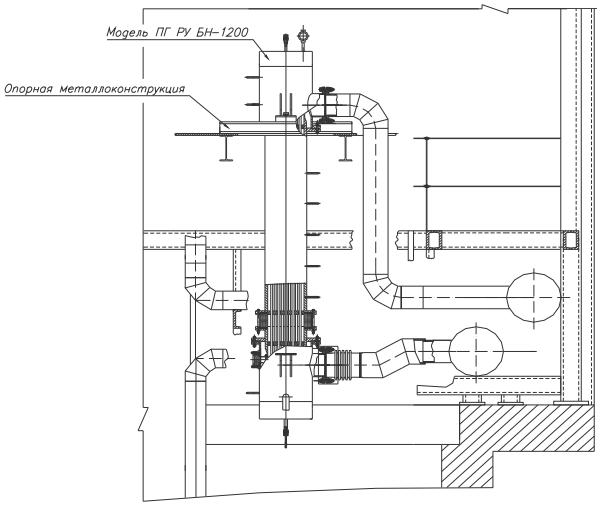


Рисунок 3. Эскиз рабочего участка стенда
и схема установки модели на стенде

3 Цель, методика, объем и режимы испытаний

Главной целью испытаний является получение экспериментальных данных для верификации расчетной модели.

Испытания проводились в следующем объеме:

- входной контроль, с измерением диаметра отверстий в ДР;
- исследования собственных колебаний теплообменных труб на воздухе;
- исследования вынужденных колебаний теплообменных труб в потоке воды.

Измерение вибрации труб модели в потоке воды проводилось при варьировании расхода от 260 до 800 $м^3$/ч и температуре от 20 до 70 °С. Исследования выполнены в частотном диапазоне до 800 Гц.

В процессе испытаний измерялись следующие параметры:

- виброускорение труб;
- виброускорение корпуса модели;
- пульсации давления;
- расход и температура воды.

Определяемыми параметрами при исследовании собственных колебаний являлись частоты и коэффициенты демпфирования. Для определения собственной частоты трубы в каждом пролете строилась передаточная функция, равная отношению виброускорения трубы к возмущающему воздействию (ускорению корпуса модели). Значение собственной частоты определялось по максимуму передаточной функции. Коэффициент демпфирования колебаний определялся по полуширине пика передаточной функции.

В результате измерений вибрации теплообменных труб в потоке воды определялись следующие параметры:

-частоты собственных и вынужденных колебаний теплообменных труб;

- среднеквадратические значения (СКЗ) виброускорений вынужденных колебаний;

-коэффициенты демпфирования колебаний.

4 Результаты испытаний

3.1 Исследования собственных колебаний теплообменных труб

Собственные колебания теплообменных труб по характеру близки к колебаниям многоопорных балок, являющихся суперпозицией колебаний отдельных пролетов. Как следует из приведенных на рисунке 4 характерных передаточных функций, определенных по результатам измерений вибрационного отклика ТОТ в серединах пролетов, собственные частоты труб близки к частотам двухопорных балок с длинами исследуемого и соседних пролетов. На рисунке 4 пики передаточных функций в районе 90 Гц соот-

ветствуют пролету НР-В1 (рисунок 2) длиной 817 мм, а пики в районе 25 Гц – соседнему пролету длиной 1335 мм (В1-В2).

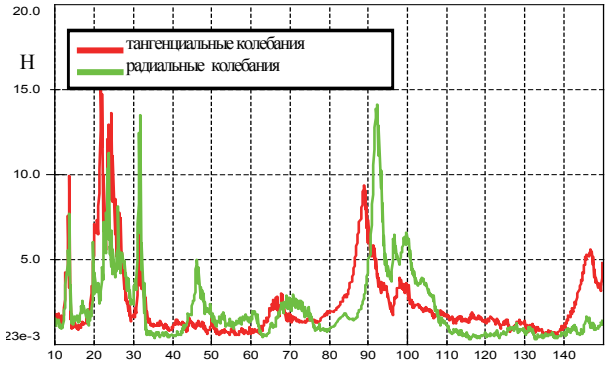


Рисунок 4. Передаточные функции трубы 6.3 при радиальных и та ых колебаниях в середине пролета НР-В1 длиной 817 мм

У некоторых труб пролеты между ДР имеют несколько близких собственных частот, каждая из которых предположительно соответствует различным граничным условиям закрепления трубы в ДР. Например, на рисунке 4 на передаточной функции тангенциальных колебаний в районе 25 Гц имеется два пика.

В зависимости от направления колебаний (радиальное или тангенциальное) собственные частоты колебаний у некоторых труб также могут отличаться на величину свыше 20 Гц. Причиной этого, так же как и причиной разделения пиков, могут являться различные условия закрепления трубы в ДР при колебаниях в радиальном и тангенциальном направлениях, возникающие, например, вследствие технологической кривизны трубы.

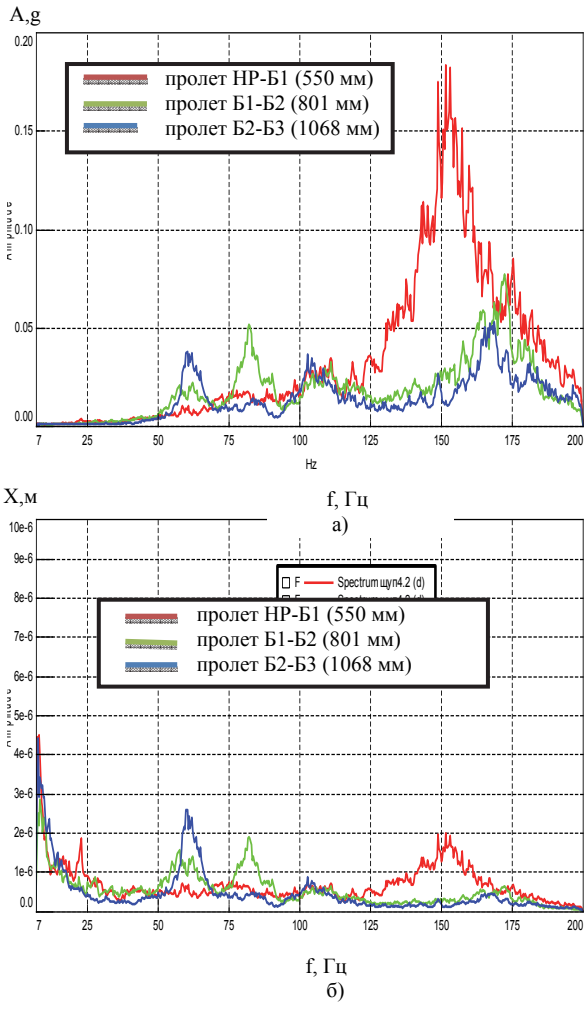
Коэффициенты демпфирования собственных колебаний теплообменных труб (ТОТ) на воздухе и в воде близки и составляют от 1 до 3 %.

3.2 Исследования вынужденных колебаний теплообменных труб

На рисунке 5 приведены типичные спектры вынужденных колебаний теплообменных труб. На спектре видны колебания на частотах, близких к частотам собственных колебаний труб в стоячей воде. Также в спектрах помимо широкополосного шума в ряде случаев наблюдаются колебания на лопаточной и оборотной частотах циркуляционного насоса 24,8 и 149 Гц.

Резонансные пики при возбуждении вибрации потоком являются более широкими, чем при возбуждении через корпус модели, т.е. демпфирование колебаний в потоке выше, чем у собственных колебаний.

У труб с типами дистанционирования Б и В уровень ускорений на входном участке в зоне поперечного обтекания значительно выше, чем во втором и следующих по ходу теплоносителя пролетах, находящихся в зоне продольного обтекания. Однако по уровню виброперемещений пролеты на участке входа теплоносителя сопоставимы с удлиненными пролетами, находящимися в зоне продольного обтекания, что связано с более низкой частотой удлиненных пролетов. При этом на входном участке колебания с частотами соседних пролетов проявляются слабо, тогда как в следующих по ходу теплоносителя пролетах зачастую проявляются колебания с частотами нижнего пролета.



а) ускорение б) перемещение

Рисунок 5. Спектры ускорений и перемещений трубы 4.2 (тип Б) при Q=600м^3/ч

На рисунке 6 представлены СКЗ виброускорений нижних пролетов труб при относительной скорости воды в отверстиях входной камеры 1,3. Максимальное СКЗ виброускорений имеют трубы с дистанционированием типа Б (в среднем 15,5 м/с^2). У труб с дистанционированием типа В ускорения труб во входном пролете ниже примерно в 2 раза (в среднем 7,5 м/с^2), у труб типа А – в 11 раз (в среднем 1,4 м/с^2).

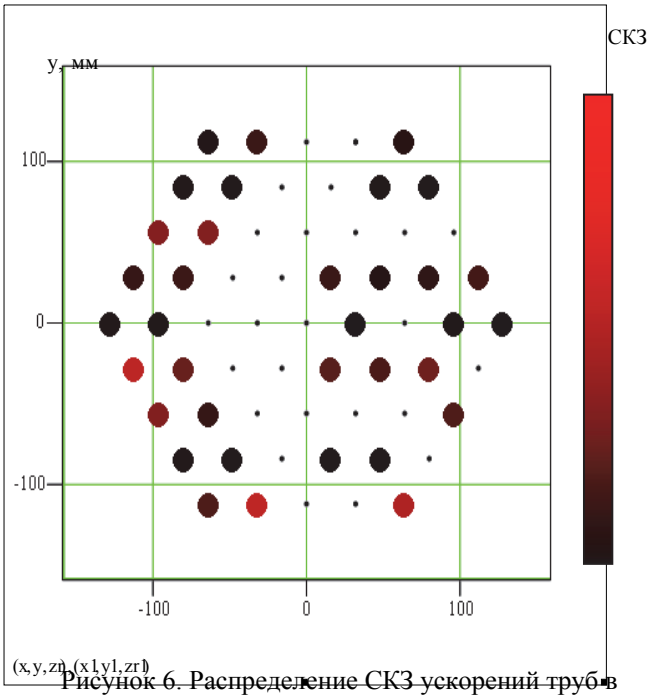
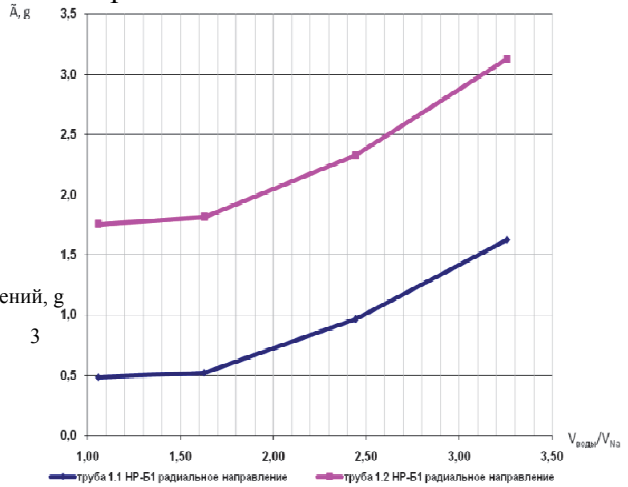


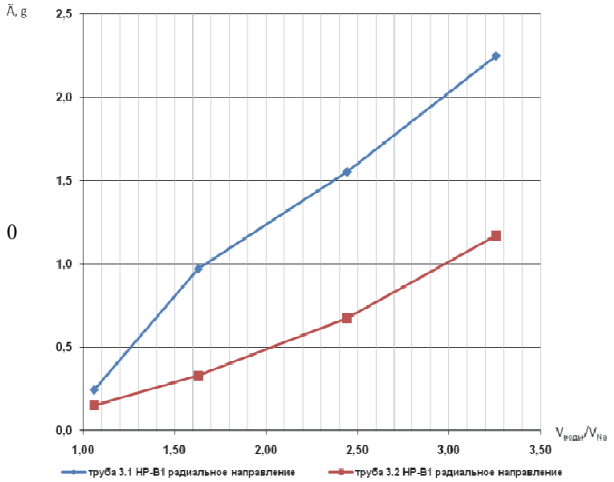
Рисунок 6. Распределение СКЗ ускорений труб в поперечном сечении (радиальная компонента)

Зависимости СКЗ виброускорений нижних пролетов ТОТ от средней скорости воды в отверстиях входной камеры, выраженной в виде отношения к скорости натрия в ПГ, приведены на рисунке 7. С увеличением расхода происходит рост СКЗ виброускорения по закону от линейного до квадратичного.

В проведенных экспериментах амплитуда виброускорений у ряда труб (преимущественно с типом дистанционирования Б) превышала предельно допустимые уровни вибрации, определенные по результатам стендовых исследований виброизноса , и измеренные на натурном ПГ БН-600, где максимальная амплитуда ускорения на частоте 150 Гц составила 1,8 g(в пролете длиной 560 мм) [2],. В связи с этим необходимо уточнение критериев по величине предельно допустимых вибронагрузок в высокочастотной (свыше 100 Гц) области и проведение сравнительных расчетов вибрации ТОТ в воде и натрии.



а)



б)

а – ряд 1 (тип Б) б – ряд 3 (тип В)

Рисунок 7. Зависимости СКЗ виброускорений нижних пролетов ТОТ от отношений средних скоростей в отверстиях входной камеры

5 Заключение

1 Проведены исследования собственных и вынужденных колебаний 61-трубной модели парогенератора БН-1200. Исследовано влияние конструкционных (длин пролетов между опорами, расположение трубы относительно входного участка) и эксплуатационных (расхода, пульсаций давления теплоносителя) факторов на вибрационный отклик теплообменных труб.

2 В результате исследований установлено, что основной вклад в общий уровень вибра-

ции теплообменных труб в потоке теплоносителя дают колебания на частотах, близких к собственным.

3 Наибольший уровень вибрации ТОТ отмечен на участке входа теплоносителя в модель. При этом, максимальное значение СКЗ виброускорения составило 2,92g В зоне продольного обтекания и на участке выхода теплоносителя уровень виброускорений ТОТ в несколько раз ниже. При наличии удлиненных пролетов в зоне продольного обтекания уровень виброускорений в несколько раз ниже, чем на входном участке, а уровни виброперемещений сопоставимы друг с другом за счет снижения частоты вынужденных колебаний.

4 Наибольший уровень виброускорений на входном участке наблюдается у труб с типом дистанционирования Б (на входе пролет длиной 550 мм). У труб типа В (длина пролета на входе 817 мм) уровень ускорений ниже примерно в 2 раза, у труб типа А (на входе пролет длиной 283 мм) – на порядок. Уровень виброперемещений ТОТ на входном участке максимальный у труб типа В.

5 С увеличением расхода уровень вибрации различных ТОТ на входном участке растет по закону от линейного до квадратичного.

Список использованных источников

[1] Обоснование надежности и безопасности парогенератора Н-272 для установки «Прометей». Исследование виброизноса трубных пучков на моделях парогенератора. Заключительный отчет 272-О-045. Предприятие п/я Г-4285, 1980.

[2] Результаты измерений вибрации труб трубного пучка испарителя и трубопроводов 2 и 3 контура парогенератора ПГН-200М, заключительный отчет, 127-О-091, Подольск, 1980.

[3] Стенд вибрационных исследований трубных пучков. Программа и методика испытаний, часть 2. Исследование вибрационных характеристик, 485М.514 ПМ1.1, ОКБ «ГИДРОПРЕСС»

[4] Модель для проведения гидравлических и вибрационных испытаний, 485М.503.02, ОКБ «ГИДРОПРЕСС»

[5] Жукаускас А., Улинскас Р., Катинас В. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб - Мокслас, Вильнюс, 1984.

[2] РТМ 108.302.03-86. Парогенераторы АЭС. Расчет вибрации теплообменных труб.

EXPERIMENTAL RESEARCH PIPE VIBRATION MODEL OF STEAM GENERATOR BN-1200

A.P. Nosenko
V.V. Makarov,
A.V. Afanasyev

OKB "GIDROPRESS"
Str. Ordzhonikidze, 21, Podolsk,
142103, Russian Federation
grpress@grpress.podolsk.ru

Increased vibration of heat exchanger tubes caused by hydrodynamical forces coolant can cause fretting wear of pipes in contact with the spacer grid (SG), as well as at mid-span (due to the collision of adjacent tubes). Structural features of heat exchange tubes and steam generator compared to a working prototype:
- Increasing the length of span between the SG;
- Change the structure itself SG;
- The size and power of steam generator (scale factor);
- Increased flow rate compared to the prototype
may lead to increased vibration tubes, which can cause in an emergency or premature heat exchanger failure. The method and the results of vibration test-tube model 61 steam generator BN-1200 (hereinafter referred to as the model). The frequencies and damping ratios of the natural oscillations of heat exchanger tubes in the air and in the stagnant water. The trials were obtained and the time dependence of the spectrum of accelerated pipes at the Strait of model water and pressure fluctuations in the hydraulic circuit of the stand. The influence of performance (flow, pressure pulsations of coolant) and structural (long spans between supports pipes) factors on the vibrational response of the heat exchanger tubes (frequency and damping coefficients of forced oscillations).

Keywords: *steam generator; fast breeder reactor; vibration acceleration; natural frequencies; the damping coefficient; fretting wear*

References

[1] Obosnovanie nadezhnosti i bezopasnosti parogeneratora N-272 dlja ustanovki «Prometej». Issledovanie vibroiznosa trubnyh puchkov na modeljah parogeneratora. Zakljuchitel'nyj otchet 272-O-045. Pred-prijatie p/ja G-4285, 1980.

[2] Rezul'taty izmerenij vibracii trub trubnogo puchka isparitelja i truboprovodov 2 i 3 kontura parogeneratora PGN-200M, zakljuchitel'nyj otchet, 127-O-091, Podol'sk, 1980.

[3] Stend vibracionnyh issledovanij trubnyh puchkov. Programma i metodika ispytanij, chast' 2. Issledovanie vibracionnyh harakteristik, 485M.514 PM1.1, OKB «GIDROPRESS»

[4] Model' dlja provedenija gidravlicheskih i vibracionnyh ispytanij, 485M.503.02, OKB «GIDROPRESS»

[5] Zhukauskas A., Ulinskas R., Katinas V. Gidrodinamika i vibracii obtekaemyh puchkov trub - Mokslas, Vil'njus, 1984.

[2] RTM 108.302.03-86. Parogeneratory AJeS. Raschet vibracii teploobmennyh trub.

УДК 621.398 - 582

СТЕНД ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ РУКАВОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В.И. Антоненко

Донской государственный
технический университет
Пл. Гагарина 1, г. Ростов-на-Дону,
Российская Федерация, 344000.
viantonen@mail.ru

Опыт комплексных гидравлических испытаний рукавов высокого давления свидетельствует о необходимости повышение экономичности и качества испытаний. Для этого был предложен комплексный стенд на базе универсального оборудования, позволяющий проводить все виды испытаний для максимального количества типоразмеров рукавов высокого давления. Для анализа параметров испытаний на соответствие требования ГОСТ 6286-73 было выполнено Simulink-моделирование разработанной гидросистемы стенда для испытаний на герметичность и динамических испытаний импульсным давлением. На основе проведённого математического моделирования были разработаны рекомендации по конструктивным и эксплуатационным параметрам гидросистем и возможностям испытаний различных типоразмеров рукавов высокого давления. Приведены результаты исследований, подтверждающие предложенные рекомендации.

***Ключевые слова**: Гидравлические испытания на герметичность; динамические испытания импульсным давлением; рукава высокого давления; гидросистема стенда; математическое моделирование*

1Введение

Рукава высокого давления (РВД), используемые в гидросистемах различного назначения производят в соответствии техническими условиями, определенными в соответствующих ГОСТах и нормалях. Для контроля качества РВД и приемки соответствующих партий в эксплуатацию их подвергают различного рода испытаниям. Значительный объем испытаний приходится на долю испытаний гидравлическим давлением [1]. Для проведения такого рода испытаний предприятия изготовители широко используют различного типа испытательные стенды для испытаний на герметичность, разрывную прочность и динамику. При этом для различных по типоразмеру РВД необходимо иметь отдельную группу стендов, что требует дополнительного оборудования и существенно удорожает производство. Анализ всего используемого испытательного оборудования показывает, что для испытаний гидравлическим давлением целесообразно использовать универсальное единое оборудование, позволяющее проводить все виды испытаний не для конкретного типоразмера, а для многих типов РВД и размеров. Целью настоящей работы является повышение экономичности и качества испытаний РВД гидравлическим давлением в соответствии с ГОСТ 6286-73 [2]. Для этого необходимо определить основные подходы, целесообразную степень универсальности, конструктивные и эксплуатационные, текущие и перспективные решения при проектировании испытательных стендов [3, 4].

2.Устройство стенда

Анализ существующих схем стендов и технических решений, программ-методик испытаний РВД гидравлическим давлением позволяет предложить принципиальную гидрокинематическую схему стенда, приведенную на рис. 1 [2, 5]. В стенде используется насосно-аккумуляторная энергетическая установка Н и АК с системой зарядки и разгрузки в которую входят предохранительно-переливной клапан КПП, гидрораспределитель Р3, реле давления РД1, обратный клапан КО1.

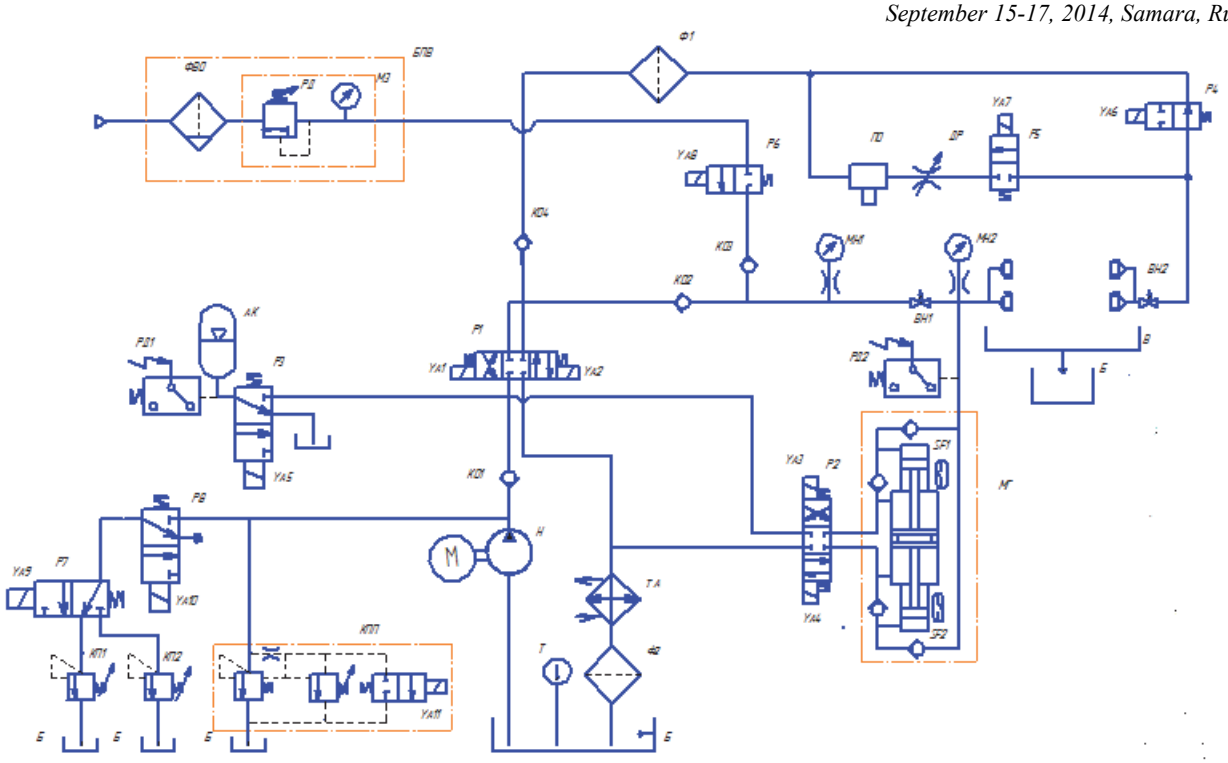


Рисунок 1. Гидрокинематическая схема стенда

Гидрораспределитель Р1 обеспечивает подключение испытуемых РВД (двух) в режиме прокачки и удаления воздуха из системы, испытаний на герметичность и испытаний импульсным гидравлическим давлением. В режиме прокачки и удаления воздуха из системы гидрораспределитель Р4 открыт. Насос Н работает в режиме разгрузки. Фильтр Ф1 обеспечивает предварительную очистку рабочей жидкости от загрязнений, попадающих из испытуемых РВД. В режиме испытаний на герметичность гидрораспределитель Р4 закрыт, гидрораспределитель Р3 подключает к контуру испытаний гидроаккумулятор АК, который обеспечивает плавное нарастание давление и режим выдержки давления, в течение которого реле давления обеспечивает разгрузку насоса Н через предохранительно-переливной клапан КПП. Давление в режиме испытаний на герметичность контролируется по манометру МН1. Гидрораспределители Р7 Р8 обеспечивает подключение испытуемых РВД (двух) в режиме испытаний импульсным гидравлическим давлением. Напорный гидроклапан КП1 создает верхнее импульсное давление, напорный гидроклапан КП2 создает нижнее импульсное давление. Скорость нарастания и падения в импульсе давления будет определяться объёмом и модулем упругости магистралей, испытательным давлением и подачей насоса, а также динамическими характеристиками электромагнитных преобразователей YA9,YA10. Давление в режиме испытаний импульсным гидравлическим давлением контролируется по манометру МН1. Гидрораспределитель Р2 обеспечивает подключение испытуемых РВД (двух) в режиме испытаний на запас прочности через контур со специальным гидромультипликатором двойного действия ГМ. Жидкость через Р2 будет подаваться в обе поршневые полости мультипликатора МГ поочередно и так же поочередно нагнетаться в плунжерные области МГ. Переключение электромагнитов YA3, YA4, а следовательно и перемещение подвижного плунжера гидравлического мультипликатора МГ будет производиться в автоматическом режиме с переключениями по концу хода плунжера герконами SF1, SF2. Давление в режиме испытаний на запас прочности контролируется визуально по манометру МН2, для системы управления при помощи РД2, при этом вентили ВН1

и ВН2 должны быть предварительно перед испытаниями закрыты. Гидрораспределитель Р6 обеспечивает подключение испытуемых РВД к пневматической системе продувки сжатым воздухом после испытаний импульсным гидравлическим давлением или испытаний на герметичность. В стенде используется автоматическая система поддержания температуры на заданном уровне исполнительным органом, которой является теплообменный аппарат ТА. В гидросистеме стенда используется ванна В для сбора утечек и бак Б.

Управление стендом для комплексных испытаний РВД гидравлическим давлением осуществляется системой управления в полуавтоматическом режиме. Система управления выполнена на базе программируемого контроллера. Для работы системы управления выбрано напряжение питания электрооборудования 24В постоянного тока, из расчета безопасности и удобства использования. Схема (не приводится) включает в себя приводной электродвигатель, блок питания, автомат защиты, программируемый контролер S7-200 фирмы SIEMENS CPU-226 на 26 входов и 16 выходов**,** 10 электромагнитов гидрораспределитей YA1-YA10, 1 электромагнит управляющего клапана YA11, 2 геркона SF1, SF2, обеспечивающих автоматический реверс поршня гидромультипликатора двойного действия, 3 кнопки запуска соответствующих комплексов испытаний, 1 кнопка остановки системы. Система позволяет осуществлять управление стендом в полуавтоматическом режиме тремя вариантами комплексных испытаний «Прокачка - Герметичность-Разрыв - Продувка»; «Прокачка - Герметичность - Импульсное нагружение-Продувка»; «Прокачка-Герметичность - Продувка». Оператор осуществляет установку и снятие рукавов, выбор и пуск соответствующего варианта испытаний, контроль и остановку. При испытаниях на разрывную прочность оператор закрывает и открывает вентили. Остальная часть управления обеспечивается контроллером автоматически по составленным программам.

3. Simulink-модели

Для исследования процессов при комплексных испытаниях были разработаны наиболее сложные Simulink-модели гидросистемы испытательного стенда для испытаний РВД гидравлическим давлением на герметичность и импульсным давлением приведенные на рис. 2 и рис. 3 [6,7].

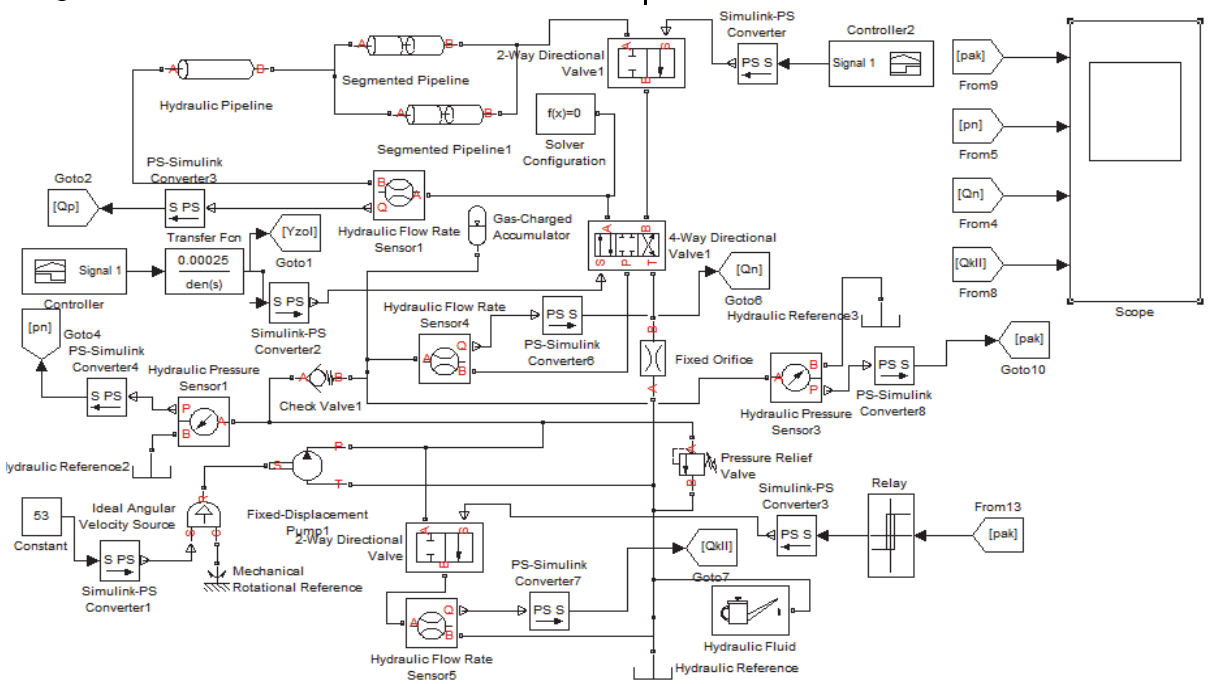


Рисунок 2. Simulink-модель гидросистемы стенда
для испытаний РВД гидравлическим давлением на герметичность Germet

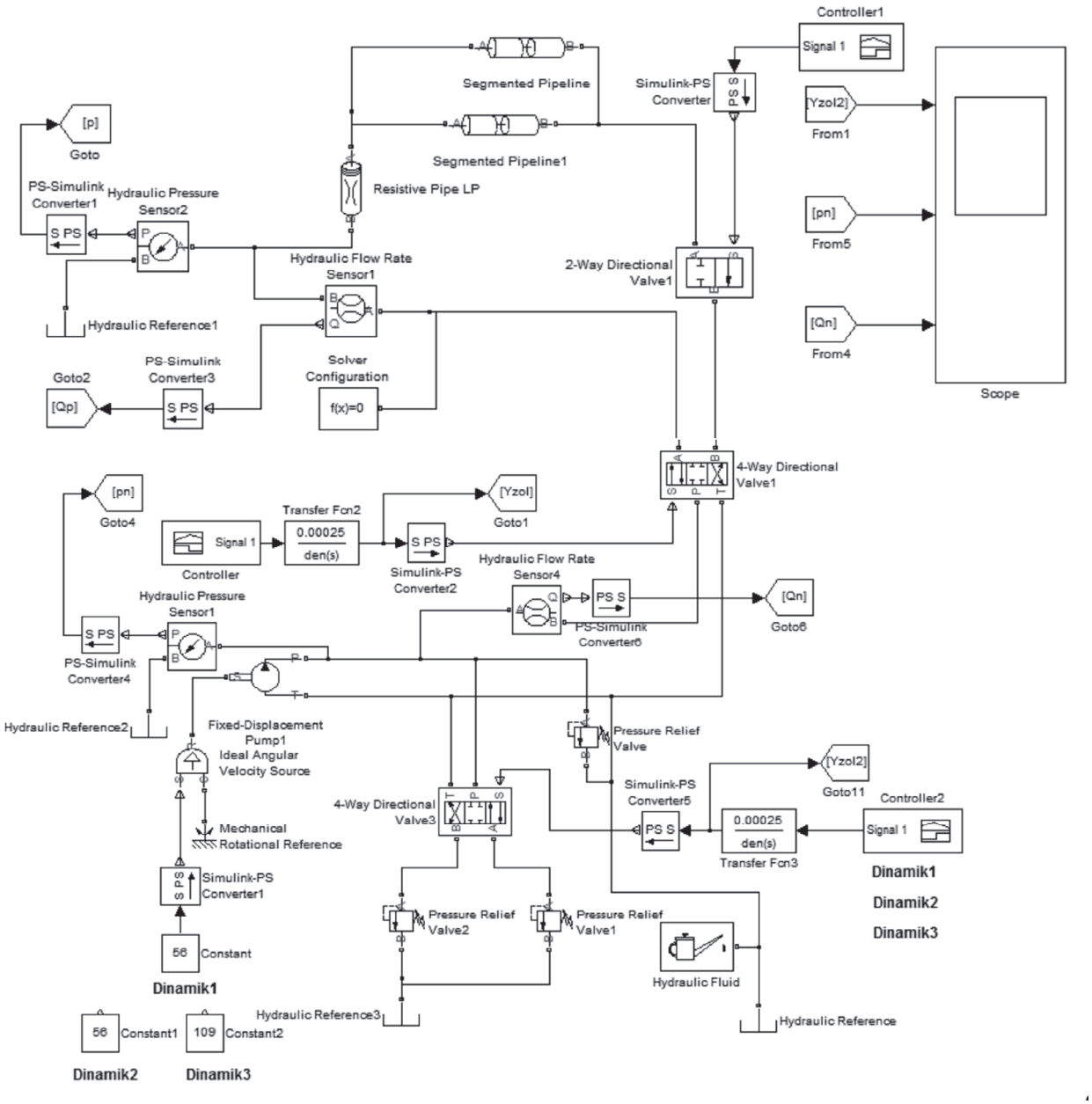


Рисунок 3. Simulink-модель гидросистемы стенда для динамических испытаний импульсным давлением Dinamik

4 Исследования моделей

Анализ результатов исследования, проведенных по разработанной Simulink-модели гидросистемы стенда для испытаний РВД гидравлическим давлением на герметичность, показал, что при проектировании стенда необходимо выбирать минимальное время нарастания и выдержки давления – 60 секунд, насос с максимальным рабочим давлением и минимальной подачей, гидрораспределители Р1, Р4 и обратный клапан КО1 с внутренней герметичностью, допускающей падения давление в аккумуляторе в режиме выдержки рукавов под давлением не более 5% от максимального давления; для испытаний разных типоразмеров РВД целесообразно использование нерегулируемого насоса с изменяемой частотой приводного вала, аккумуляторного блока с набором различных по объёму аккумуляторов, подключаемых по соответствующей программе системы управления. Для разработки гидросистемы

стенда для испытаний РВД рабочим гидравлическим давлением более 20 МПа на герметичность необходимы дальнейшие исследования с целью нахождения новых схемных и конструктивных решений.

Для более точной оценки работы системы в процессе динамических испытаний были разработаны Simulink-модели Dinamik 2 и Dinamik 3, в которых рассматривается сокращенный цикл испытаний до 0.8 секунды за счёт сокращения времени выдержки при неизменном верхнем давлении в импульсе.

При моделировании РВД был использован блок *Segmented Pipeline,* моделирующий гидравлические гофрированные трубопроводы с круглыми секциями [7]. Они представлены набором идентичных, последовательно соединенных сегментов. Модель содержит число постоянных блоков, соответствующее числу имеющихся сегментов. Объем жидкости одного сегмента при этом равен:

$$V = \frac{\pi d^2 L}{4N}$$

где: V – объем жидкости одного сегмента; d – диаметр трубопровода; L – длина трубопровода; N – число сегментов трубопровода.

Увеличение числа сегментов повышает точность и увеличивает время расчёта. В разработанной модели выбраны гофрированные трубопроводы с 4-мя сегментами.

В моделях направляющих гидрораспределителей с электромагнитным управлением был использован блок передаточной функции Transfer Fcn с блоком SimHydraulics *(Directional Valve)* направляющим гидрораспределителем с передаточной функцией

$$T^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\boldsymbol{T}\frac{\boldsymbol{dy}}{\boldsymbol{dt}} + \boldsymbol{y} = \boldsymbol{K_{uy}U}$$

где: T- постоянная времени – 0,01; ?– коэффициент демпфирования -1; K_{uy}-коэффициент усиления $2{,}5*10^{-4}$; $U_{пит}$=24 В; [8].

На рис. 4 приведены графики, описывающие изменения основных параметров при сокращённом цикле динамических испытаний для двух рукава, ø10 мм., длиной 0,5 метра модели Dinamik 2.

Полученный импульс давления $P_{нас}$ является удовлетворительным по времени нарастания давления 0,3 сек и по времени падения 0,1 сек. Данный импульс обеспечен при угловой скорости вала насоса 56 рад/сек.

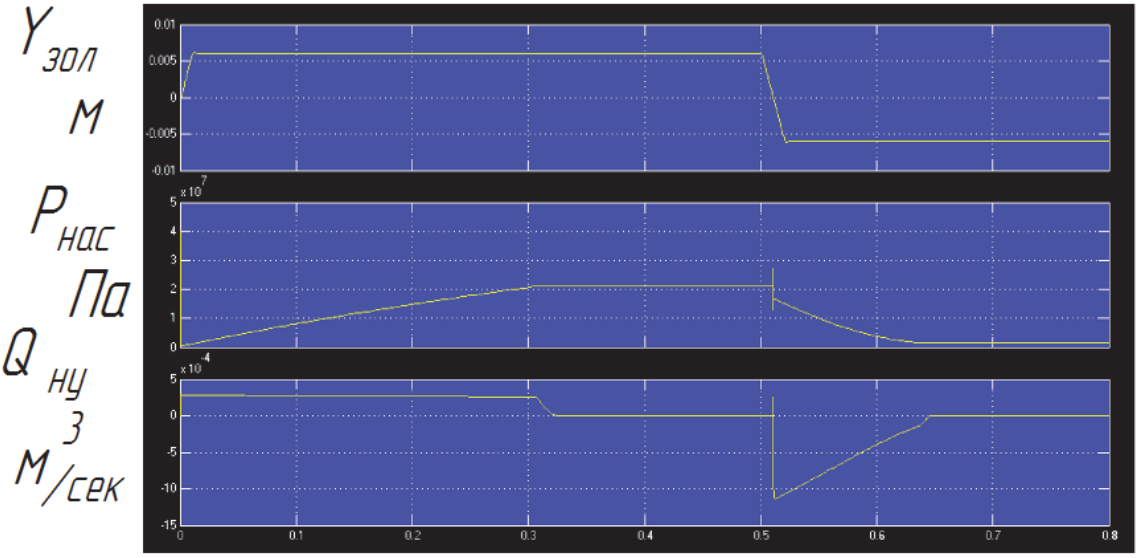


Рисунок 4. Графики изменения основных параметров гидросистемы стенда Simulink-модели Dinamik 2

На рис. 5 приведены графики, описывающие изменения основных параметров при сокращенном цикле динамических испытаний для двух рукава, ø10 мм, длиной 1,0 м. модели Dinamik3. Полученный импульс давления $P_{нас}$ является удовлетворительным по времени нарастания давления 0,3 сек, но не удовлетворяет по

времени падения 0,3 сек. (необходимое 0,1). Данный импульс обеспечен при угловой скорости вала насоса 109 рад/сек.

Анализ результатов исследования, проведённых по разработанной Simulink-модели гидросистемы стенда для динамических испытаний РВД импульсным гидравлическим давлением Dinamik показал, что при проектировании стенда целесообразно для разных типоразмеров РВД использовать нерегулируемый насос с изменяемой частотой приводного вала, при использовании стандартной гидроаппаратуры возможно проводить испытания двух рукавов ø10 мм., длиной не более 0,5 метра. Для обеспечения требуемых скоростей нарастания и падения давления для РВД со значительными габаритами и более высоким уровнем давления необходимы дальнейшие исследования с целью нахождения новых схемных решений.

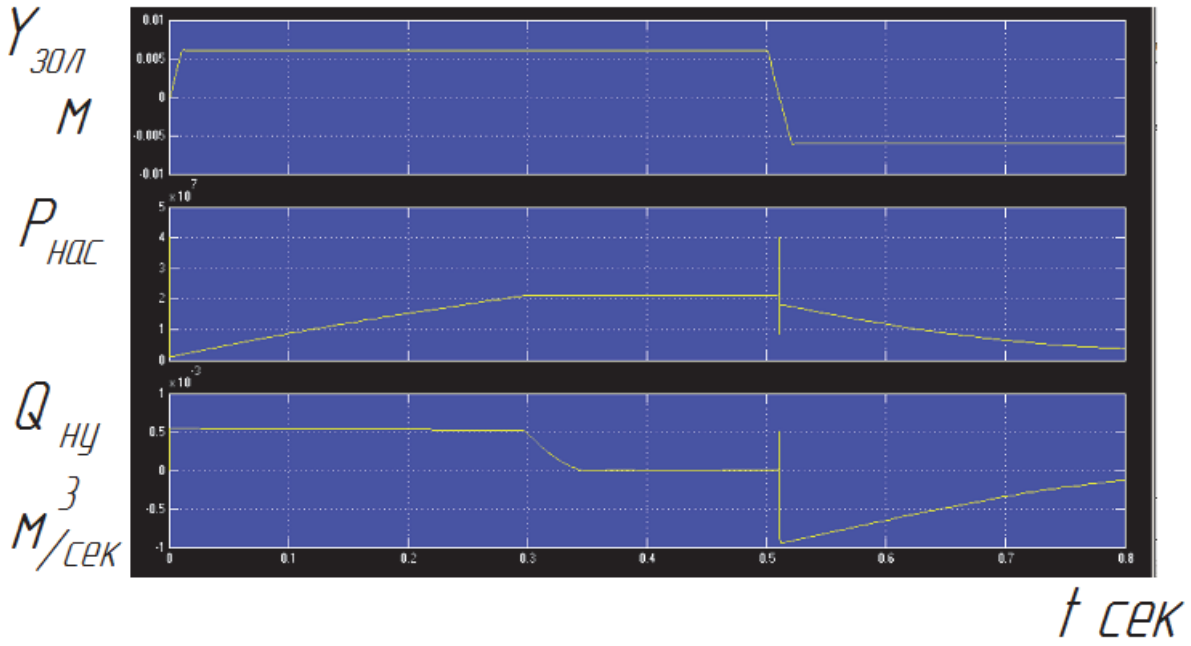


Рисунок 5. Графики изменения основных параметров гидросистемы стенда Simulink-модели Dinamik 3

5 Заключение

Как показывают результаты исследования Simulink-моделей гидросистемы стенда использование универсальных стендов, позволяющих проводить на них различные виды испытаний для отдельного типоразмера РВД, допустимо, но для различных типоразмеров не целесообразно. Обеспечение динамических испытаний импульсным давлением РВД Z II, B II ø10 мм, длиной более 1 метра в строгом соответствии с ГОСТ 6286-73 при использовании стандартных схем и аппаратов даже при минимальной частоте следования импульсов не возможно. Вызывают сомнения целесообразность требований ГОСТа по давлению при испытаниях на наружную герметичность при $2P_{ном}$+5 %. т.к. стандартные аппараты испытывают при $1{,}25P_{ном}$, а проверка на разрывную прочность для РВД проводится. Также не ясна необходимость реализации требований по времени нарастания и падения давления при динамических испытаниях импульсным давлением при частоте импульсов от 30 до 75 циклов/мин.

Список использованных источников

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы справочник, 5-е издание., перераб. и доп. М.; Машиностроение, 2008.- 640с.ил..

2. ГОСТ 6286-73 Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками неармированные.

3. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пвевмоприводов: Учебник для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

4. Проектирование гидравлических систем машин/Г.М. Иванов, С.А. Ермаков и др., - М.: Машиностроение, 1992.

5.Трифонов О.Н., Иванов В.И., Приводы автоматизированного оборудования.- М.: Машиностроение, 1991- 336 с.

6. Герман-Галкин С.Г. Matlab&Simulink Проектирование мехатронных систем на ПК. - СПб: КОРОНА – Век,2008, 368с.

7. А.А. Руппель, А.А. Сагандыков, М.С. Корытов Моделирование гидравлических систем в Matlab, учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2009. – 172с.

8. Попов Д.Ч. Динамика и регулирование гидро- и пневмо-систем: Учеб, для вузов, 2-е изд., перераб. 1987.

INSTALLATION FOR INTEGRATED TESTING OF HIGH PRESSURE HOSES

Vladimir I. Antonenko

Don State Technical University
Gagarin sq., 1, Rostov-on-Don,
344000, Russian Federation
viantonen@mail.ru

Presented the results of research and development of integrated testing installation for reliability acceptance testing, periodical testing and operational life testing of high pressure hoses.Combined hydraulic trials of high-pressure hoses show that increase in performance and quality of testing is needed. To resolve these issues an integrated equipment test facility based on general-purpose equipment was proposed. It would allow conduct of various kinds of testing for maximum amounts of high-pressure hoses with various types and sizes. To insure that testing parameters comply with GOST standards Simulink model of the test facility was created and tested for pressure-tightness, also burst-testing was conducted. Based on developed mathematical model of a hydraulic system recommendations for operational and constructional parameters were developed. The results of research investigation supporting given recommendations are also shown.

Keywords: *Hydraulic leak test; dynamic test pulse pressure; high pressure hose; hydraulic stand; mathematic modeling; Pressure test; Dynamic burst-testing; High-pressure hoses; Test facility hydraulic system ; mathematical model*

References

[1] Sveshnikov, V.K., (2008) Machine-tool hydraulics reference book, 5th edition, pp. 640 (in Russian)

[2] GOST 6286-73 (1973) Rubber high pressure hoses with metal sleeve. Approved by government rule 30.07.1973 №1865, Group L63

[3] Navrotskiy, K.L., Theory and design of hydraulic and pneumatic systems: College textbook for the " Hydraulic systems, hydraulic and pneumatic circuits" branch of study.

[4] Ivanov, G.M., Ermakov, S.A., (1992) Mashinostroenie

[5] Trifonov, O.N., Ivanov, V.I., (1996) Automated hydraulic systems.

[6] German-Galkin, S.G., (2008) Matlab&Simulink Mechatronic system design on PC,KORONA-vek, pp368.

[7] Ruppel, A.A., Sagandykov, A.A., Korytov, M.S., (2009) Hydraulic system modeling in Matlab, study guide, Omsk: SibADI, pp172.

[8] Popov, D.C., (1987) Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems, college textbook, 2nd edition.

УДК 621.64

СТЕНДОВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРЕГАТОВ И АРМАТУРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
emasamsra@gmail.com

А.Н. Крючков

Институт акустики машин при СГАУ
Московское шоссе, 34, корп. 14, оф. 324, 320
Россия, г. Самара, 443086
kan@ssau.com

К.Ю. Шабанов

ООО «Газпром трансгаз Самара»
ул. Ново-Садовая, д. 106 «А», строение 1
г. Самара, Россия, 443068,
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

Разработан стенд для исследования виброакустических параметров (пульсаций давления, вибрации и шума) агрегатов и трубопроводной арматуры пневматических систем. Стенд позволяет проводить исисследования элементов систем высокого давления, обеспечиваемого компрессорной станцией СГАУ и включает пневматическую систему, заглушенную акустическую камеру и измерительно-обрабатывающую систему. Одной из главных задач стенда является отработка средств снижения вибраций и шума на газораспределительных станциях (ГРС). В качестве таких средств разработаны гасители пульсаций давления и на стенде отработаны их физические модели. Испытательное оборудование позволяет кратковременно создавать условия по расходу воздуха и давлениям, приближенным к реальным, существующим на ГРС. Выполнен подбор необходимого измерительного оборудования, произведена адаптация программного обеспечения измерительно-вычислительного комплекса для сбора полученных данных и последующего анализа.

***Ключевые слова**: шум, гаситель пульсаций давления, пневматический стенд, информационно вычислительный комплекс, газодинамическое сопротивление.*

1 Введение

При работе пневматических и газовых систем нередко возникают повышенный шум и вибрация элементов, обусловленная высокими скоростями движения турбулентных газовых потоков, которые возбуждают механические колебания регуляторов, арматуры и трубопроводов. Повышенный уровень шума и вибрации газодинамического происхождения наблюдаются на многих производствах – в энергетике, химической и нефтехимической промышленности, однако наибольшую актуальность такие процессы имеют на ГРС. Для стендовой отработки средств снижения интенсивности виброшумовых процессов необходимо создание специализированных стендов, которые позволяли бы не только воспроизводить режимы работы ГРС по расходам и давлениям газа, но и обеспечивали бы определение виброакустических параметров систем: пульсаций давления, вибраций агрегатов и трубопроводов, а также излучаемый ими шум.

Наиболее интенсивными источниками шума на ГРС являются регуляторы давления в залах редуцирования, которые генерируют пульсации давления на выходе с широким спектром частот (от десятков герц до 20 кГц и выше), вызывающие колебания и шум трубопроводов и агрегатов. Одним из эффективных методов уменьшения пульсаций давления в газовой системе и вызываемой ими вибрации и шума является установка гасителя пульсации давления в линию редуцирования давления газа на выходе из регулятора. Так как в настоящее время не существует адекватных математических моделей гасителей, то отработку конструкции гасителя пульсации целесообразно проводить экспериментально на физической модели гасителя пульсаций давления (ГПД).

2 Пневматическая схема и особенности конструкции установки

Для виброакустических испытаний разных видов регуляторов давления газа с проходным диаметром до 80 мм и гасителей пульсаций давления (ГПД) разработан и изготовлен стенд на базе компрессорной станции СГАУ. Испытательное оборудование позволяет кратковременно создавать условия по расходу воздуха до 1кг/с и давлению, приближенные к реальным, существующим на ГРС: давление на входе в регулятор давления до 10 МПа и на выходе - до 1,6 МПа.

Схема стенда изображена на рисунке 1

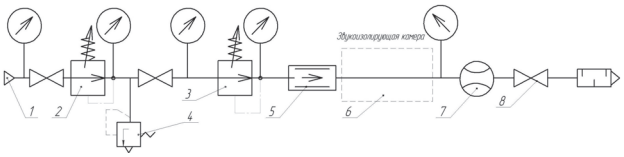


Рисунок 1. Пневматическая схема испытательного стенда

Стенд питается от линии с давлением газа до 20 МПа (рисунок 1 поз. 1). Редуктор (рисунок 1 поз. 2) понижает давление до необходимого в зависимости от входного рабочего давления испытуемого регулятора (рисунок 1 поз. 3, рисунок 2). Для защиты системы от высокого давления предусмотрен предохранительный клапан (рисунок 1 поз. 4). После выхода из регулятора поток направляется в ГПД (рисунок 1 поз.5) и далее в тонкостенную трубу, находящуюся в заглушенной камере (рисунок 1 поз. 6). На выходе из тонкостенной трубы установлен расходомер в виде трубки Пито и кран (рисунок 1 поз.7 и 8), с помощью которого производится регулировка параметров воздуха. Выходная линия состоит из участков труб, поворотов и выходного глушителя. При проектировании был рассчитан перепад на выходной линии и подобран диаметр труб [2]. Наличие заглушенной камеры позволяет проводить точную оценку шума выходной струи регулятора при наличии посторонних шумов от других пневмоагрегатов (входного вентиля, клапана, трубопроводов и пр.).



Рисунок 2. Входная часть испытательного стенда, включающая входной вентиль, регулятор давления и физическую модель ГПД (газ движется справа налево)

В условиях высокого уровня шумового фона от данных пневмоагрегатов особое внимание при проектировании стенда было уделено созданию заглушенной камеры (рисунок 3). Звукоизоляция камеры позволяет снизить излучаемый агрегатом шум от 15 дБ (для низких частот) до 35 дБ для высоких частот. Это позволяет замерять шум тонкостенной трубы без влияния внешних источников шума [3].

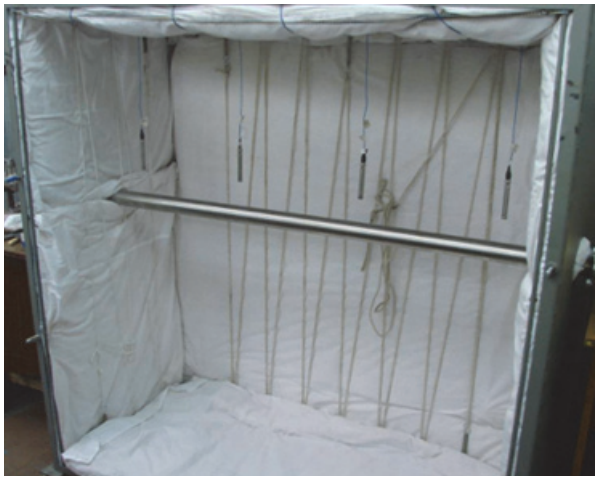


Рисунок 3. Вид заглушенной камеры со снятой передней панелью и размещенными вдоль выходной трубы регулятора микрофонами

3. Измерительно-обрабатывающий комплекс стенда

Пульсации давления измеряются двумя датчиками PCB, ввернутыми в корпус физической модели гасителя (см. рисунок 2) на входе и выходе газового потока.

Измерение вибрации тонкостенной выходной трубы регулятора осуществляется

одновременно контактными датчиками вибрации и бесконтактным лазерным виброметром Polytec (рисунок 4.). Причём по парной установкой датчиков на трубу в одной плоскости друг против друга, при этом исследуются как стержневые (балочные), так и оболочечные формы колебаний стенок трубы.



Рисунок 4. Установка датчиков вибрации на трубе и лазерный виброметр PDV100

Для измерения расхода газа используется расходомер [1] в виде трубки Пито (рисунки 5 и 6).

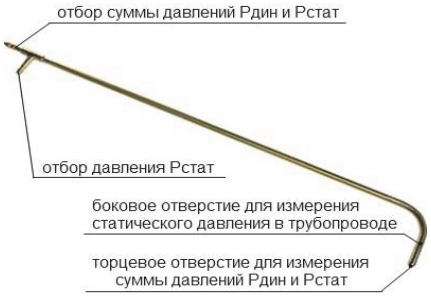


Рисунок 5. Внешние подключения к трубке Пито

С помощью трубки Пито и дифференциального манометра измеряется динамический напор текущего газа, причём установившееся в трубке избыточное давление равно:

$$p_д \approx \xi \frac{\rho V_o^2}{2}, \qquad (3)$$

где ρ — плотность движущейся (набегающей) среды; V_o — скорость набегающего потока; ξ — коэффициент преобразования полного давления, зависящий от геометрии заборной части и близкий к 1.

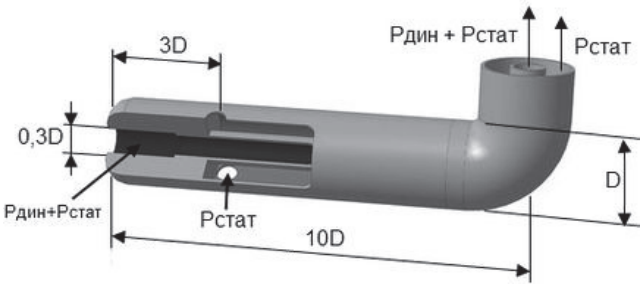


Рисунок 6. Устройство заборной части трубки Пито

С помощью информационно вычислительного комплекса LMS SCADAS Mobile стенд позволяет одновременно фиксировать (рисунок 7) ряд статических (давления) и динамических (пульсации, вибрации, шум) параметров.

4 Виброакустические характеристики пневмоагрегатов

Формы представления динамических процессов в стендовой системе определяются задачами исследования и весьма разнообразны. Рассмотрим типовые представления таких процессов, используемые при доводке гасителей пульсаций давления.

1. Временные зависимости пульсаций давления на входе и выходе ГПД (рисунок 8).

2. Временное изменения давления да входе и выходе регулятора давления, а так же на выходе из ГПД

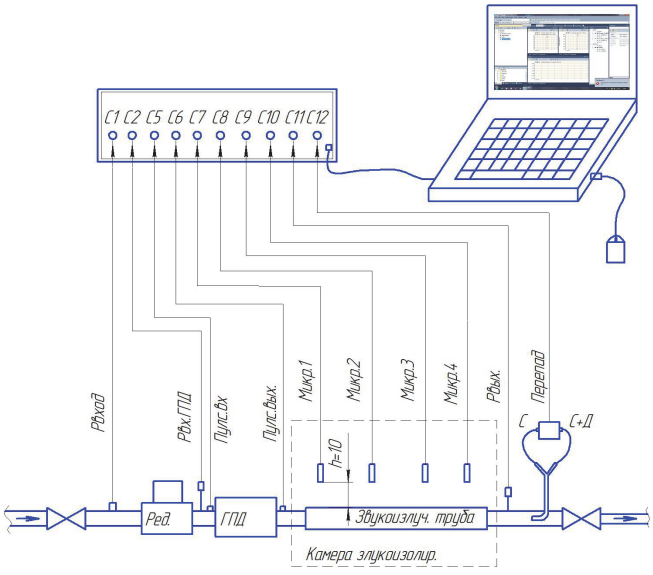


Рисунок 7. Схема подключения датчиков к LMS SCADAS Mobile

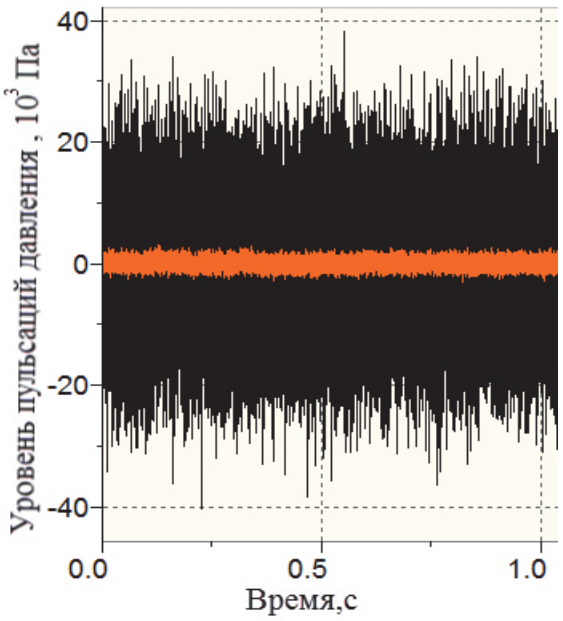


Рисунок 8. Временные реализации пульсаций давления на входе (черный цвет) и выходе (оранжевый) физической модели ГПД

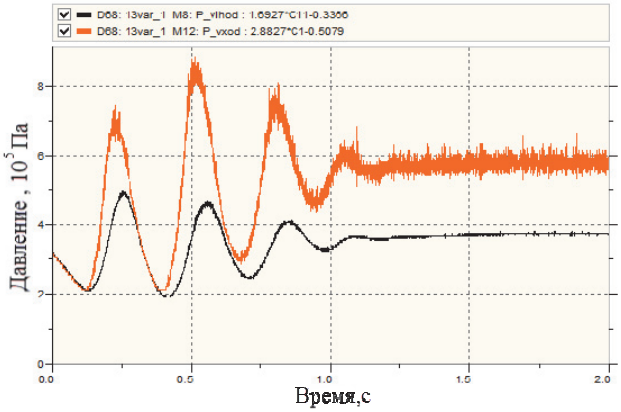


Рисунок 9. Временное изменения статического давления на входе и выходе ГПД

3. Уровни звукового давления, возбуждаемого выходной тонкостенной трубой с помощью четырех микрофонов в диапазоне частот от 20 Гц до 20 кГц в виде узкополосных, третьоктавных и октавных спектров (рисунки 10, 11, 12)

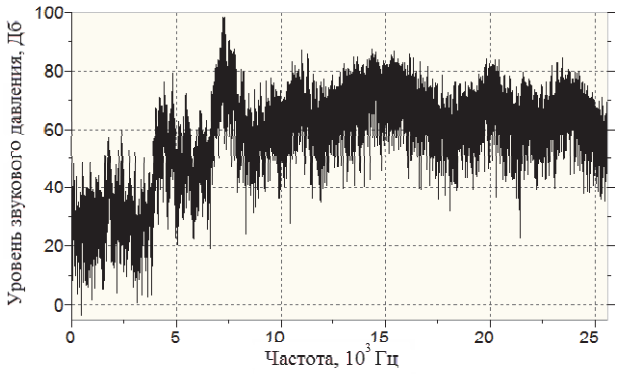


Рисунок 10. Узкополосный спектр (шаг 0,7Гц) уровня звукового давления, возбуждаемый системой "РД + корпус ГПД"

4. Уровни виброускорения стенок трубы, в соответствие с формой их колебаний – балочной или оболочечной. На рисунке 13 представлены спектры вибраций балочной формы колебаний. В качестве примера на рисунке 13 представлена эффективность снижения виброускорения за счёт применения ГПД.

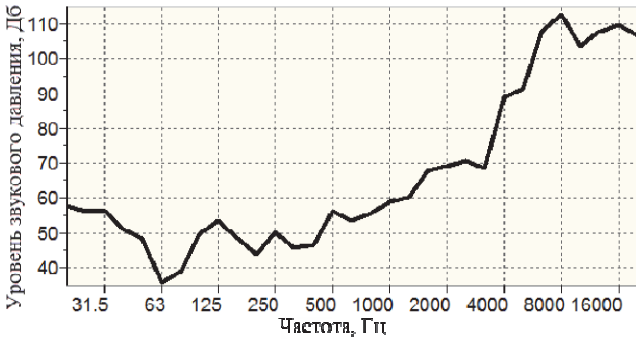


Рисунок 11. Третьоктавный спектр звукового давления, возбуждаемый системой "РД + корпус ГПД"

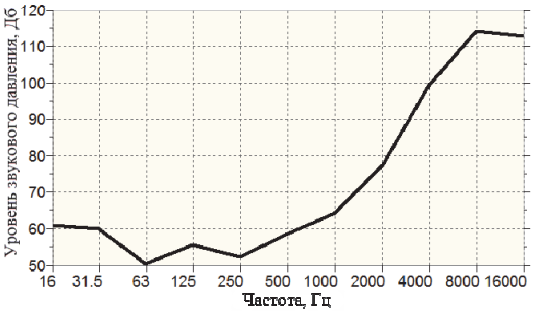


Рисунок 12. Октавный спектр звукового давления, возбуждаемый системой "РД + корпус ГПД"

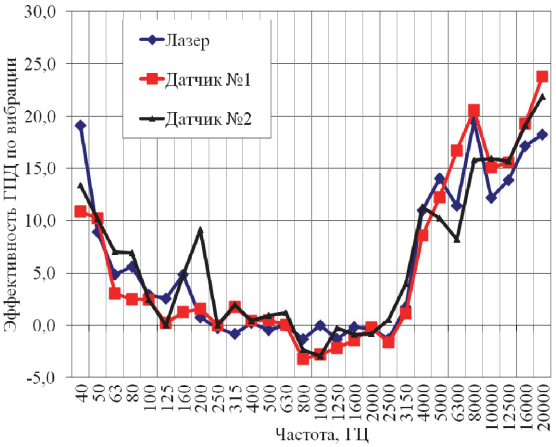


Рисунок 13. Эффективность ГПД
в третьоктавном спектре

5 Заключение

Разработанная экспериментальная установка позволяет проводить комплексные виброакустические исследования пневматической трубопроводной регулирующей арматуры с одновременной регистрацией статических параметров и динамических величин (пульсаций давления за регулятором, виброускорения стенок выходной трубы регулятора, а также звукового давления, излучаемого данной трубой). Наличие такого специализированного испытательного стенда позволяет проводить исследования статических и динамических характеристик регуляторов давления газа и определять виброакустическую эффективность гасителей пульсаций в широком диапазоне частот.

Благодарность

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Список использованных источников

[1] Кремлевский, П.П., (1989) Расходомеры и счётчики количества. Машиностроение, 701 с.

[2] Идельчик, А.Г.,(1992) Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Машиностроение, 672 с.

[3] Шорин, В.П., (2008) Разработка методов физического моделирования глушителей шума сверхзвуковых пульсирующих струй. СГАУ, 72 с.

Mikhail A. Ermilov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
emasamara@gmail.com

Alexander N. Kruchkov

The Machine Acoustic Institute, SSAU
34, Moskovskoe shosse, Campus Building 14, office 324, 320, Samara, 443086, Russia
kan@ssau.com

Konstantin U. Shabanov

LLC “Gazprom Transgaz Samara”
106 “A”, Building 1, Novo-Sadovaya, Samara
443068, Russia
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

TESTING PLANT FOR RESEARCHING OF THE VIBROACOUSTIC PARAMETERS OF THE AGGREGATES AND PIPE FITTINGS OF THE PNEUMATIC SYSTEMS

The stand for researching of the vibroacoustic parameters (pressure pulsations, vibrations and noise) of an aggregates and pipe fittings of the pneumatic systems is developed. The stand provides an opportunity to explore the elements of high pressure systems which is provided by the SSAU compressor plant and contains the pneumatic system, the damped acoustic chamber, and the measuring and computing system. One of the main objects of the stand is the development of means of the vibration reduction and noise at the gas-distribution station (GDS). As such means the pressure pulsation dampers and its physical models are developed on the stand. Testing equipment allows to make a short-time air consumption and the pressure conditions approximately to real, which exists at (GDS). The required measuring equipment is matched, the software of measuring and computing complex is adapted for the data collecting and the following analysis.

Key words: *Noise, pressure pulsations damper, pneumatic stand, measuring and computing complex, gas-dynamic resistance.*

References

[1] Kremlyovskiy, P.P., (1989) Rashodomery i schetchiki kolichestva [Flow indicators and number counters]. Mashinostroeniye - Mechanical industry. 701 pp. (in Russian).

[2] Idelchik, A.G., (1992) Spravoshnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Reference guide on hydraulic resistance]. Mashinostroeniye - Mechanical industry. 672 pp. (in Russian).

[3] Shorin, V.P., (2008) Razrabotka metodov fizicheskogo modelirovaniya glushiteley shuma sverhzvukovyh pulsirujushih struy [The development of methods of physical modeling of supersonic propulsive jets noise dampers]. SGAU- SSAU. 72 pp. (in Russian).

УДК 622.692.4.192

М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
Россия, г. Самара, 443086
emasamsra@gmail.com

А.Н. Крючков

Институт акустики машин при СГАУ
Московское шоссе, 34, корп. 14, оф. 324, 320
Россия, г. Самара, 443086,
kan@ssau.com

К.Ю. Шабанов

ООО «Газпром трансгаз Самара»
ул. Ново-Садовая, д. 106 «А», строение 1
Россия, г. Самара, 443068
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОТРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ В ЛИНИИ РЕДУЦИРОВАНИЯ ГАЗА

Предложена методика стендовой доводки гасителя пульсаций давления (ГПД) за газовым регулятором на основе отработки его физической модели (ФМ ГПД). Испытания различных вариантов ФМ ГПД проводились в целях определения оптимальной схемы по снижению шума и ее экспериментальной доводки. Конструкция модели позволяет за счёт ее оперативной переборки в достаточно короткие сроки испытать десятки вариантов возможных схем ФМ ГПД, которые могут отличаться порядком следования дроссельных шайб (с различным количеством профилированных отверстий), вариацией расположения дросселя - резонатора, а также использование струевыпрямителя.
Во время исследований измерялись статические давления на входе и выходе ГПД, расход воздуха через регулятор давления и ФМ ГПД, пульсации давления на входе и выходе ФМ ГПД, а также акустическое давление, создаваемое звукоизлучающим трубопроводом в акустической заглушенной камере.

***Ключевые слова**: шум, гаситель пульсаций давления, пневматический стенд, информационно вычислительный комплекс, газодинамическое сопротивление.*

1 Введение

Важным этапом создания эффективного образца ГПД является его экспериментальная отработка, что связано с отсутствием адекватных математических моделей аэроакустических процессов, лежащих в основе функционирования ГПД. В этой связи методы экспериментального исследования и доводки гасителя имеют важнейшее значение. В настоящей работе рассматривается процесс экспериментального изучения процессов снижения пульсаций давления за регулятором давления газа в линии редуцирования газораспределительной станции (ГРС). Вследствие необходимости расходования значительных материальных затрат на испытание полноразмерного ГПД, предназначенного для установки на трубопровод Ду 80мм, при которых требуется воспроизводить значительные расходы газа, более рациональным путем является испытание и отработка ФМ ГПД, позволяющей получить требуемые результаты при экономии материальных затрат. Такие экспериментальные исследования проведены на специальной стендовой установке, подробно описанной авторами в статье "Стендовая установка для исследования виброакустических характеристик агрегатов и арматуры пневматических систем" настоящего сборника.

С другой стороны, конструкция модели позволяет за счёт ее оперативной переборки в достаточно короткие сроки испытать десятки вариантов возможных схем ФМ ГПД, которые могут отличаться порядком следования дроссельных шайб (с различным количеством профилированных отверстий), вариацией расположения дросселя и струевыпрямителя.

Во время исследований измерялись статические давления на входе и выходе ГПД, расход воздуха через регулятор давления и ФМ ГПД, пульсации давления на входе и выходе ФМ ГПД, а также акустическое давление, создаваемое звукоизлучающим трубопроводом в акустической заглушенной камере.

2 Варианты испытанных конструкций физических моделей

На первых этапах проведения испытаний были проверены три основных варианта конструкции ФМ ГПД: устанавливаемой непосредственно на выходе из регулятора давления газа. Ниже представлено описание данных вариантов.

1. Исходный, «базовый» вариант конструкции без дроссельных элементов внутри корпуса (или «пустой») (рисунок 1). Вариант представляет собой корпус, состоящий из двух основных деталей.

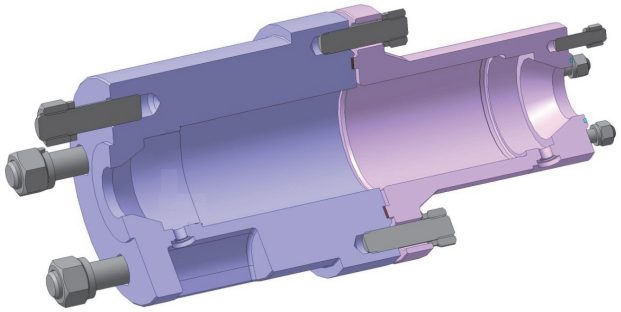


Рисунок 1. Конструкция ФМ ГПД без внутренних элементов (вариант 1)

2. В данном варианте на входе ГПД через инимальные проставки установлены семь дроссельных шайб с 21, 29 и пять шайб с 37 отверстиями соответственно (рисунок 2).

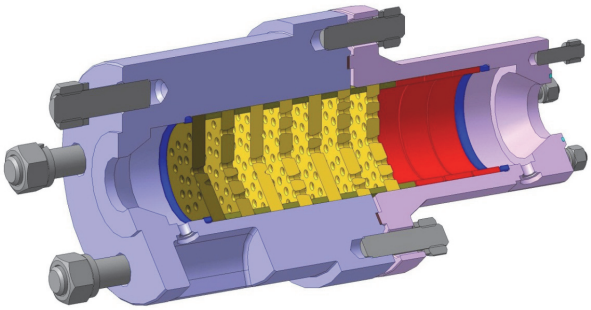


Рисунок 2. Конструкция ФМ ГПД с 7 дроссельными шайбами (вариант 2)

3. Вариант предполагает установку на входе последовательно 3 дроссельные шайбы с 21, 29 и 37 отверстиями соответственно. В средней части корпуса размещен дроссель-резонатор и на выходе установлены через аналогичные проставки 2 одинаковые дроссельные шайбы с 37 отверстиями (рисунок 3).

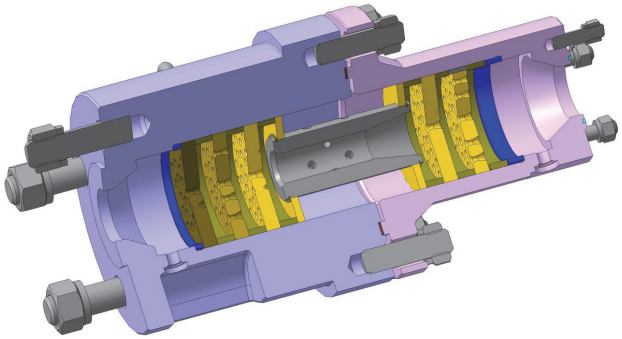


Рисунок 3. Конструкция ФМ ГПД с 5 дроссельными шайбами и центральным дроссель-резонатором (вариант 3)

3. Характеристики испытанных вариантов ФМ ГПД

На рисунках 4 показаны спектры пульсаций на входе и выходе с базовой ФМ ГПД. Из рисунка видно что полость ГПД без начинки, уменьшает пульсации давления.

На рисунке 5 представлены третьоктавные спектры пульсаций давления на выходе базовой ФМ ГПД, ФМ ГПД по варианту 2 и варианту 3. Из данного рисунка можно сделать вывод о достаточно высокой эффективности данных вариантов ГПД по снижению пульсаций давления газа.

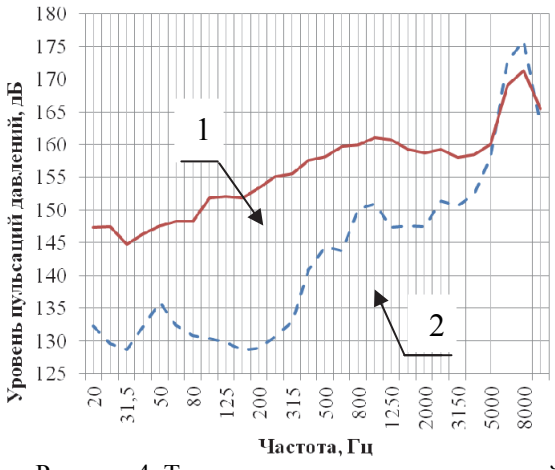


Рисунок 4. Третьоктавные спектры пульсаций давления на входе (1) и выходе (2) базовой ФМ ГПД по варианту 1

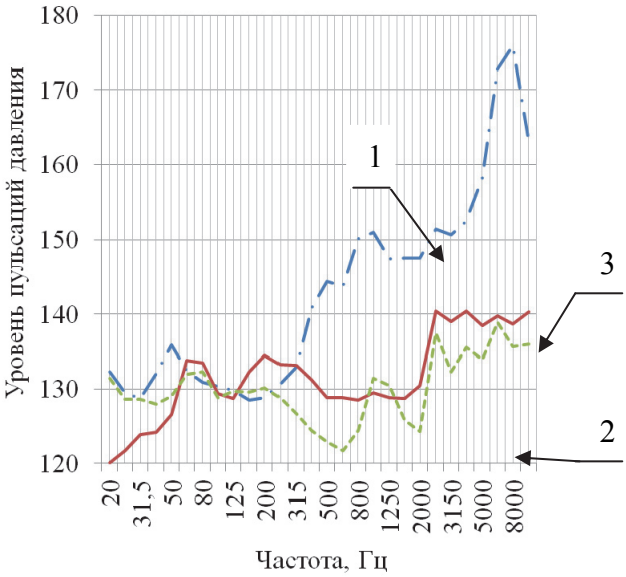


Рисунок 5. Третьоктавные спектры пульсаций давления на выходе базовой ФМ ГПД(1), ФМ ГПД по варианту 2 (3) и варианту 3 (3)

На рисунке 6 показан спектр звукового давления, излучаемой тонкостенной трубой (установленной за базовой ФМ ГПД, ФМ ГПД по варианту 2 (3) и варианту 3 (3)), измеренный в заглушенной камере. Из рисунка видно, что шум базового варианта имеет высокочастотный характер и значительно возрастает на частотах выше 3 кГц, достигая максимума 113 дБ при 8 кГц.

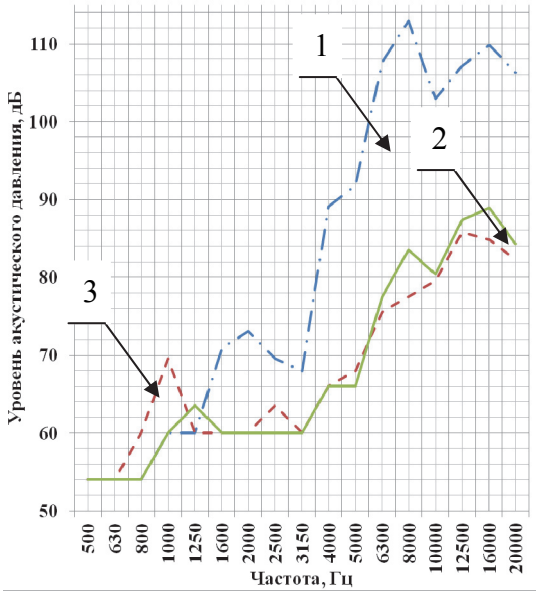


Рисунок 6. Третьоктавный спектр звукового давления пустого базового варианта ФМ ГПД(1), ФМ ГПД по варианту 2 (2) и варианту 3 (3).

Рассмотрим, как относительно базового уровня снижают шум различные варианты сборок ФМ ГПД (рисунок 7).

Итоговые результаты испытаний вышеуказанных вариантов ФМ ГПД представлены в таблице 1. Из таблицы видно, что максимально достигнутая эффективность ФМ ГПД составляет 30 дБА при перепаде на гасителе $1{,}8*10^5$ Па – третий вариант сборки ГПД.

В таблице 2 представлены результаты измерений расхода воздуха через регулятор давления и ФМ ГПД, а также данные по его перерасчёту на нормальные условия. Данные таблицы показывают, что установка ГПД различных вариантов существенно не снижает пропускную способность редуктора.

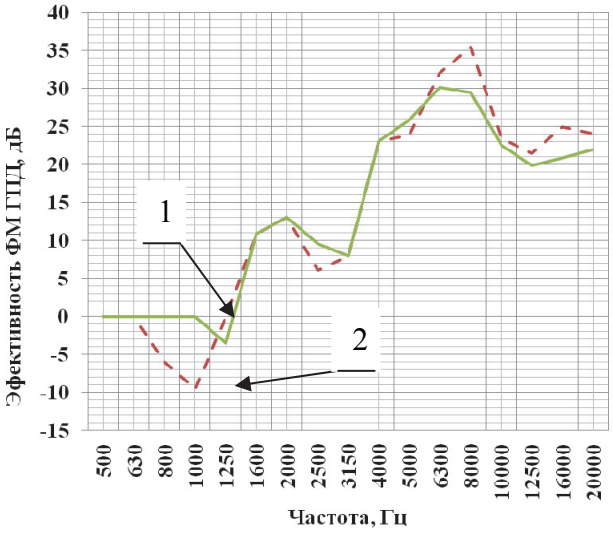


Рисунок 7. Спектральные характеристики подавления шума для 2 варианта ФМ ГПД с 7-ю дроссельными шайбами (1) и для 3 варианта ФМ ГПД с дроссельными шайбами и дросселем-резонатором(2)

Таблица 1. Основные результаты испытаний вариантов сборок ФМ ГПД

Варианты сборок ФМ ГПД	1	2	3
Эквивалентный уровень звукового давления, L дБА	113,5	86,2	83,5
Эффективность снижения шума, L дБА		27,3	30
Давление на входе в ГПД, $P_{вх.\ гпд}$, 10^5Па	3	5,5	5,4
Давление на выходе ГПД, $P_{Вых.\ ГПД}$, 10^5Па	3	3,5	3,6
Перепад на ГПД, 10^5Па	0	2	1,8

Таблица 2. Измеренные и приведенные к нормальным условиям величины расхода воздуха при испытаниях различных вариантов ГПД

Варианты сборок ФМ ГПД	1	2	3
Измеренный расход, Q, л/с	16,04	15,20	15,02
Измеренный расход Q, м3 /ч	57,75	54,72	54,08
Расход при норм. условиях, Q, л/с	49,65	54,89	55,79
Расход при норм. условиях, Q, м3 /ч	178,74	197,59	200,85

Важным этапом отработки ГПД является выбор количества отверстий в дроссельных шайбах, определяющего перепад на глушителе и его пропускную способность. В целях нахождения оптимального соотношения между перепадом и акустической эффективностью ГПД проведено детальное исследование влияния количества отверстий на указанные характеристики. Исследование проведено при установке одной дроссельной шайбы, а его результаты показаны на рисунке 9.

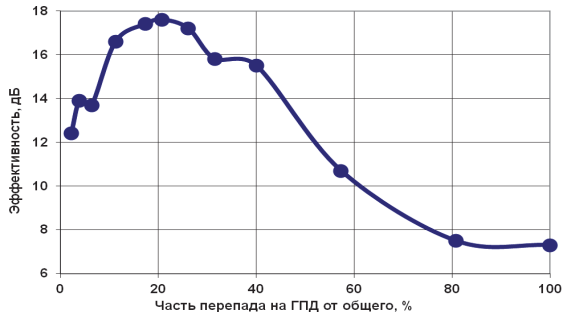


Рисунок 9. Зависимость акустической эффективности ФМ ГПД, содержащей 1 шайбу, от относительного перепада на ФМ ГПД

На данном графике по горизонтальной оси отложены значения относительного перепада на ФМ ГПД в процентах от общего перепада на системе «регулятор-ФМ ГПД». Из рисунка 9 видно, что при увеличении относительного перепада на ФМ ГПД (по причине уменьшения количества отверстий в шайбе от 21 до 1). Акустическая эффективность вначале возрастает с 12 дБА до 17,8 дБА, а затем заметно снижается до 6,3 дБА. Таким образом, наблюдается максимальная эффективность гасителя (около 18 дБА) при 20 % от общего перепада давления на нем, что соответствует 7 отверстиям в дросселирующей шайбе. Это свидетельствует о целесообразности выбора данного (20-ти процентного) относительного перепада давления на ГПД при его перераспределении между несколькими дроссельными шайбами. Экспериментальные исследования также показали, что увеличение количества дроссельных шайб до 6 …8 приводит к существенному росту его эффективности (рисунок 10).

Такой рост эффективности объясняется тем, что сами дроссельные шайбы являются с одной стороны источниками шума, и с другой стороны, гасителями пульсаций давления входящего в них потока. Наибольшее излучение шума реализуется в шайбах с малым количеством отверстий, скорость потока в которых достигает значительных величин. Установка пакета шайб с постепенным увеличением числа отверстий приводит к подавлению последними (по потоку) малошумными шайбами пульсаций давления от первых интенсивно шумящих. Экспериментально установленно, что данные эффекты реализуются для пакета из 6...8 шайб.

Другим мероприятием, увеличивающим снижение шума ГПД, является установка на его выходе струевыпрямителя (рисунок 11)., эффективность которого на различных режимах может достигать 3…5 дБА при незначительном перепаде давления на нём. Струевыпрямитель ещё более эффективнее

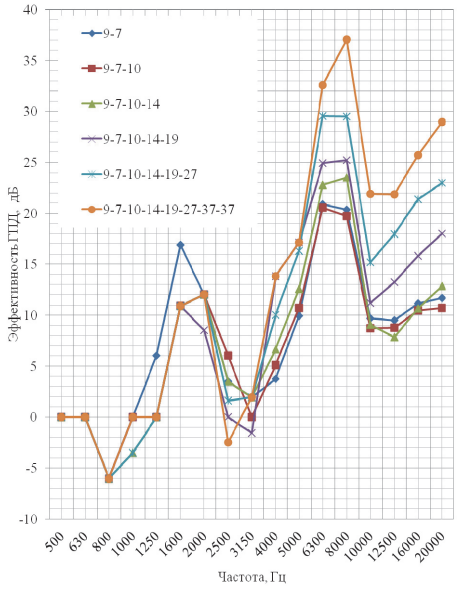


Рисунок 10. Эффективность ГПД с различным количеством дроссельных шайб и числом отверстий (числовые ряды в легенде соответствуют числу отверстий в последовательно установленных шайбах (гасителя)

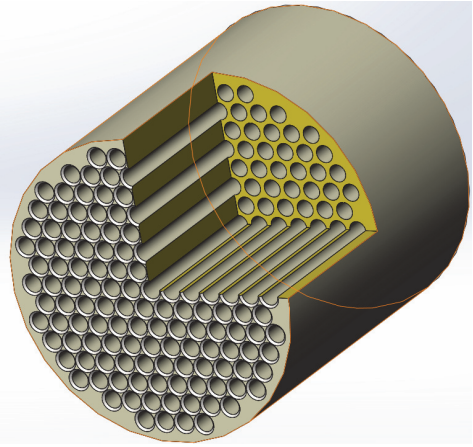


Рисунок 11. Струевыпрямитель выходного потока успокаивает выходной поток и разбивает крупновихревые структуры

4 Заключение

Экспериментальные исследования показали, что наиболее эффективной конструкцией ГПД является вариант с 6…8 дроссельными шайбами и выходным струевыпрямителем, причем количество отверстий в шайбах должно постоянно увеличиваться таким образом, чтобы перепад на гасителе составлял 20 % от общего перепада на системе «регулятор - ГПД», а перепад давления на последних 4..5 шайбах был незначительным в целях выравнивания потока газа, который на выходе проходил бы еще через струевыпрямитель для ещё более эффективного сглаживания пульсаций потока.

Таким образом, экспериментально подтверждена методика проектирования ГПД, изложенная авторами в статье "Разработка гасителя пульсаций давления для регуляторов давления газа с учетом их режимов работы" настоящего сборника.

Благодарность

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Список использованных источников

[1] Юдин, Е.Я., (1985) Борьба с шумом на производстве. Машиностроение. 400 с.
[2] ГОСТ 23941-2002 Методы определения шумовых характеристик. Общие требования.

Mikhail A. Ermilov
Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
emasamara@gmail.com

Alexander N. Kruchkov
The Machine Acoustic Institute, SSAU
34, Moskovskoe shosse, campus building 14, office 324, 320, Samara, 443086, Russia
kan@ssau.com

Konstantin U. Shabanov
LLC “Gazprom Transgaz Samara”
106 “A”, building 1, Novo-Sadovaya, Samara
443068, Russia
K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

THE EXPERIMENTAL ADJUSTMENT OF THE PULSATION DAMPER IN A GAS REDUCTION LINE

The method of the bench development of the pressure pulsation damper (PPD) behind the gas regulator based on the development of its physical model (PM PDD) is offered. Testing of the different variants of the PM PDD was accomplished in order to define the optimum configuration of the noise reduction and its experimental backfit. The model construction allows to test a lot of variants of possible schemes of the PM PDD in a short space of time due to its surgical overhauling. The PM PDD can differ by the sequence of the orifices (with distinct amount of shaped orifices), variation of position of the throttle-resonator and also using the flow straightener. During the research a static input and output pressures of the PDD are measured, air consumption through the pressure regulator and the PM PDD, pressure pulsations at the input and output of the PM PDD and also the acoustic pressure, which is produced by the acoustic radiating manifold in the acoustic anechoic chamber.

***Key words**: Noise, pressure pulsations damper, pneumatic stand, computer information complex, gas-dynamic resistance.*

References

[1] Udin, E.Y., (1985) Borba s shumom na proizvodstve [Noise control at manufacture]. Mashinostroeniye-Mechanical industry. 400 pp. (in Russian).
[2] All-Union State Standard 23941-2002 Metody opredeleniya shumovyh harakteristik. Obshiye trebovaniya. [Methods of definition of noise characteristics. General requirements.].

УДК 532.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗВИТИЯ ВОЛНОВЫХ СТРУКТУР НА ПОВЕРХНОСТИ ОГРАНИЧЕННОЙ ИСКУССТВЕННОЙ ГАЗОВОЙ КАВЕРНЫ В ТРУБОПРОВОДЕ

Е.Б. Гартиг

Московский государственный
технический университет
им. Н.Э. Баумана
2- Бауманская, 5,
г. Москва, Российская Федерация,
105005
spm@bmstu.ru

В работе приводятся результаты экспериментального исследования течений с ограниченной искусственной газовой каверной в трубопроводе. Такие течения с с развитой искусственной каверной во многих случаях являются нестационарными и характеризуются образованием волн на границе раздела фаз. В случае колебаний существенно изменяется объем каверны и давление внутри газовой полости и в окружающем потоке. Наиболее интенсивные пульсации происходят в гидравлической магистрали, когда искусственная каверна замыкается на расположенных нижней по потоку местных гидравлических сопротивлениях. Важную роль в механизме автоколебаний в системе играют волны на границе раздела между жидкостью и газом на поверхности каверны. Представлены кинограммы с развитием волн на поверхности ограниченной искусственной каверны при релаксационных колебаниях в системе.

***Ключевые слова**: Гидравлическая магистраль; искусственная каверна; поверхностные волны; пульсации давлении; релаксационные колебания*

RESEARCH OF DEVELOPMENT OF WAVE STRUCTURES ON THE SURFACE OF THE LIMITED ARTIFICIAL GAS CAVITY IN THE PIPELINE

Elena B. Gartig

Bauman Moscow State
Technical University
2-nd Bauman st., 5, Moscow,
105005, Russian Federation
spm@bmstu.ru

The paper presents the results of experimental studies of flows with limited artificial gas cavity in the pipeline. Flows with the artificial gas cavity in the flow of the liquid component in many cases are non-stationary and are characterized by waves formation at the interface. In case of fluctuations essentially changes the volume of the cavity and the pressure in the cavity and in the surrounding flow. The most intense pulsations occur in the hydraulic lines when the artificial cavity closes on the downstream local hydraulic resistance. In extreme cases, these fluctuations are moving as a relaxations oscillation in the form of water hammers. An important role in the mechanism of self-oscillation in the system play a wave at the interface between liquid and gas on the surface of the artificial cavity. The sequence of frames of waves on the cavity in the case fluctuations in the system are presented.

***Key words:** Hydraulic line; artificial cavern, surface waves, pressure oscillation, relaxation oscillations*

УДК 628.517

Э.Г. Берестовицкий,
П.И. Кизилов

Открытое акционерное общество
«Концерн «НПО «Аврора»
ул. Карбышева, 15,
г. Санкт.-Петербург, Россия,
196024
mail@avrorasystems.com
http://www.avrorasystems.com

М.А. Ермилов,
А.Н. Крючков

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия,
443086
emasamsra@gmail.com
kan@ssau.com

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРФОРАЦИИ ДРОССЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ В РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНАХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований газодинамического шума (ГДШ), возбуждаемого потоком жидкостной рабочей среды, протекающим через перфорированные дросселирующие шайбы. Исследовано влияние формы отверстия, его диаметра и густоты расположения отверстий на ГДШ дросселирующей шайбы. Установлено, что, наименьший ГДШ реализуется при цилиндрической форме отверстия с минимальными диаметром и густоте расположения отверстий. Результаты исследований позволяют выбрать форму перфорированных втулок малошумных регулирующих органов гидравлических систем.

***Ключевые слова**: гидравлические системы, гидродинамический шум, регулирующий орган, дросселирующая шайба, расходно-перепадная характеристика, диффузор, спектр колебаний давления*

1 Введение

Снижение колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является очень важной и актуальной проблемой на многих объектах в современной промышленности и транспорте.

Известно, что при преобразовании энергии жидкости, обтекании препятствий, вихреобразовании возникает гидродинамический шум, который в виде воздушного шума может излучаться вибрирующими элементами арматуры во внешнюю среду. При этом ухудшаются условия обитания, а также возбуждаются элементы конструкции на собственных частотах колебаний, которые становятся дополнительными источниками излучаемого шума.

Для снижения ГДШ регулирующих органов успешно применяются конструкции так называемого клеткового типа, представляющие собой клапана с перфорированным дросселирующим элементом.

Целью данной работы является определение влияния различных параметров перфорированных дроссельных элементов на уровень ГДШ.

2 Метод экспериментальных исследований

Для определения вышеуказанных зависимостей на гидравлическом стенде НПО «Аврора» была произведена серия экспериментов. В качестве объекта исследования были выбраны дроссельные шайбы с группами отверстий различной геометрии. При этом проводилось сравнение:

- для проверки влияния диффузора в дроссельном отверстии на уровень ГДШ – шайбы А и В;
- для проверки влияния диаметра отверстий на уровень ГДШ – шайбы Б, В, Е и Ж;
- для проверки влияния плотности перфорации на уровень ГДШ – шайбы В, Г и Д.

Количество отверстий в каждой из шайб подобрано таким образом, чтобы обеспечить одинаковую для всех шайб площадь проходного сечения. Группы отверстий в шайбах расположены в узлах шестиугольной решётки с горизонтальными рядами, вследствие

чего расстояние между любыми двумя соседними отверстиями для каждого из отверстий одинаково, что обуславливает равномерное по всей группе взаимовлияние потоков через отверстия. Кроме того в не зависимости от диаметра отверстия расстояние между центрами соседних отверстий составляет два диаметра отверстия, кроме шайб Г и Д, предназначенных для исследования влияния плотности перфорации на уровень ГДШ.

Характеристики шайб приведены в таблице 1, размеры основных элементов и их расположение изображены на рисунке 1.

Таблица 1. Характеристики дроссельных шайб

Шайба	Диаметр отверстий, мм	Площадь одного отверстия, мм^2	Количество отверстий	Суммарная площадь отверстий, мм^2	Расстояние между центрами отверстий, мм	Примечание
А	1,5	1,767	61	107,8	3,0	На выходе диффузор.
Б	1,1	0,950	113	107,4	2,2	Прямое отверстие
В	1,5	1,767	61	107,8	3,0	Прямое отверстие
Г	1,5	1,767	61	107,8	4,5	Прямое отверстие
Д	1,5	1,767	61	107,8	6,0	Прямое отверстие
Е	2,1	3,464	31	107,4	4,2	Прямое отверстие
Ж	3,0	7,069	15	106,0	6,0	Прямое отверстие

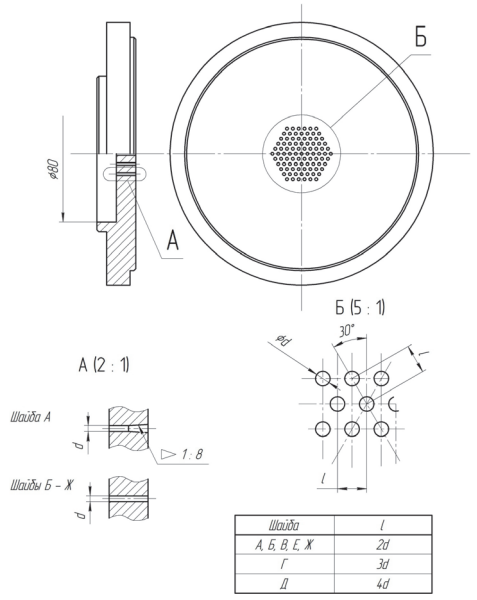


Рисунок 1. Параметры дроссельных шайб

Шайбы встраивались между двумя стандартными плоскими приварными фланцами труб Ду 80 и уплотнялись паранитовыми уплотнениями. Спектрограммы уровня ГДШ были получены при помощи гидрофона и цифрового многоканального анализатора шума и вибрации A17-U8. Питание рабочей жидкостью осуществлялось от насоса ЦНС 105/490 через гибкую развязку, трубопровод Ду 200 большой протяжённости с переходом на трубопровод Ду 80. Схема измерительного участка установки приведена на рисунке 2.

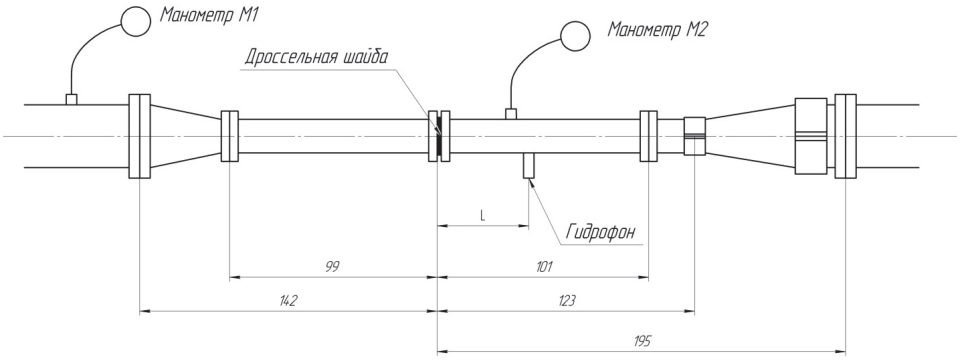


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки

Для каждой из шайб была произведена серия замеров с перепадами от 1 до 10 кгс/см^2 с шагом в 1 кгс/см^2, что обусловило рассматриваемый диапазон средних скоростей потока в дроссельном сечении от 14,5 м/с до 44,8 м/с. После установки перепада на шайбе замерялась температура жидкости, которая для каждой из шайб составила от 26 до 31 ºС и проводился замер расхода жидкости посредством мерного бака до объёма 0,6…1 м^3.

Давление в сливной магистрали поддерживалось в области около 20 кгс/см^2 во избежание возникновения кавитации, таким образом давление слива составило 2 максимальных перепада на испытываемой шайбе.

Характеристики режимов испытаний приведены в таблице 2.

Таблица 2 Режимы испытаний

Режим	Перепад давления (±0.05) кгс/см^2	Расход м^3/ч						
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж
1	10	21,1	20,5	18,0	17,0	17,2	18,6	17,4
2	9	20,3	19,8	17,2	16,3	16,4	18,0	16,8
3	8	19,4	18,4	16,1	15,3	15,5	17,1	15,9
4	7	18,2	17,2	15,3	14,8	14,6	16,0	14,9
5	6	16,9	15,8	14,4	13,5	13,5	15,0	14,0
6	5	15,6	14,5	13,0	12,2	12,2	13,9	12,7
7	4	14,1	13,1	11,8	11,2	11,2	12,6	11,6
8	3	12,6	11,4	10,6	9,8	10,2	11,1	10,3
9	2	10,6	9,6	8,7	8,3	8,6	9,3	8,6
10	1	8,5	8,0	7,2	6,8	6,9	7,6	7,2

Как видно из рисунка 2, гидрофон устанавливался в сливной участок магистрали на расстоянии l от источника шума. Расстояние l было подобрано таким образом, чтобы зона вихреобразования за дроссельной шайбой не оказывала непосредственного влияния на измерительный элемент, и составило по результатам изысканий 780 мм.

3 Исследование уровня ГДШ от наличия на выходе дроссельного элемента потенциально безотрывного диффузора

Рассмотрим результаты замеров, полученные для шайб А и В. Расходно-перепадные характеристики шайб приведены на рисунке 3.

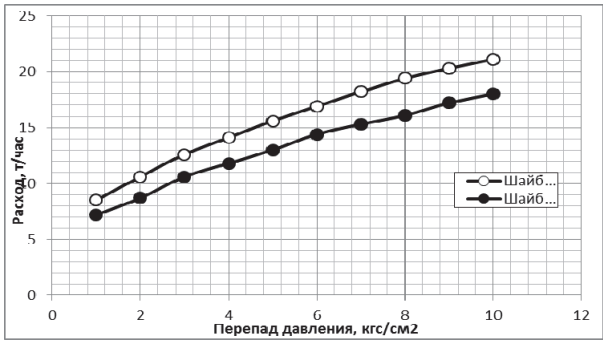


Рисунок 3. Расходно-перепадные характеристики шайб А и В

Как видно из приведённого графика, расходно-перепадные характеристики шайб А и В не совпадают, причём разница расходов для одинаковых давлений составляет около 17% меньшего расхода. Сравним сначала спектрограммы ГДШ для одинаковых перепадов давления и, как следствие, средних скоростей потока в дроссельном сечении. На рисунке 4 представлены спектрограммы для шайб А и В при перепаде давления 6 кгс/см^2 (средняя скорость потока – 34,6 м/с).

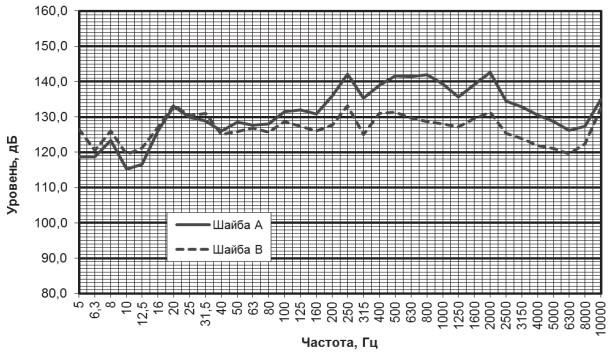


Рисунок 4. Спектрограмма ГДШ для шайб А и В при перепаде давления 6 кгс/см^2

Подобный вид спектрограмм наблюдается на всех режимах. Как видно из приведённой спектрограммы, уровень ГДШ шайб А и В практически совпадает до частот менее 50 Гц, для более высоких частот уровень шума для шайбы А при сохранении общей формы кривой превышает уровень шума шайбы В на величину до 10 дБ.

Сравним теперь средние уровни ГДШ для шайб А и В в полосе частот 500 Гц – 1 кГц при различных скоростях потока (рисунок 5).

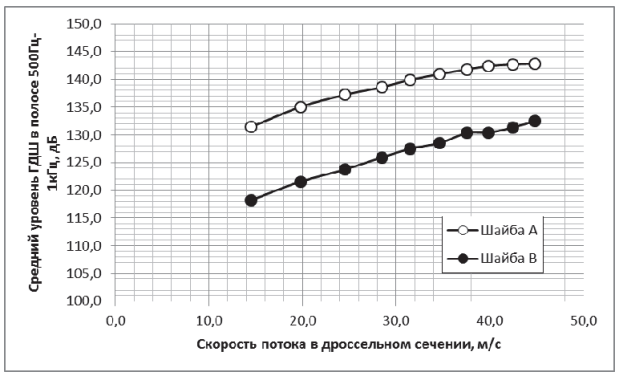


Рисунок 5. Зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот 500Гц – 1 кГц от скорости для шайб А и В

Очевидно, ввиду различия коэффициентов расхода, целесообразно сравнить также зависимости уровня ГДШ от мощности, рассеиваемой в дроссельном сечении (рисунок 6).

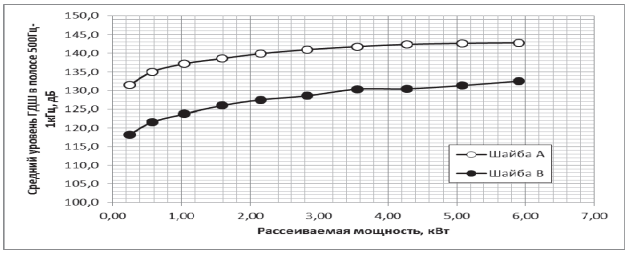


Рисунок 6. Зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот 500 Гц – 1 кГц от рассеиваемой мощности для шайб А и В

Как видно из приведённых графиков, наличие в дроссельных отверстиях диффузора даже с конусностью 1:8 не оказывает положительного эффекта на уровень ГДШ, напротив, уровень ГДШ шайбы с диффузором существенно превышает уровень ГДШ шайбы с прямыми отверстиями.

В связи с полученным результатом по данным шайбам, специалисты ИАМ при СГАУ произвели численное компьютерное моделирование процессов в отверстии с диффузором. При моделировании был применён программный пакет ANSYS. В модуле ANSYS FLUENT 2D (применение которого возможно вследствие симметричности рассматриваемых элементов) была сгенерирована конечноэлементная сетка с минимальным размером элемента $1 \cdot 10^{-6}$. Из результа-

тов расчёта и экспериментов следует, что наличие диффузора с любым углом раскрытия приводит к повышению уровня ГДШ вследствие вихреобразования в пристеночном слое выходного участка и дальнейшее развитие этих вихрей.

4 Исследование зависимости уровня ГДШ от диаметра отверстий дроссельного элемента

Рассмотрим результаты замеров, полученные для шайб Б, В, Е и Ж. Расходно-перепадные характеристики шайб приведены на рисунке 7.

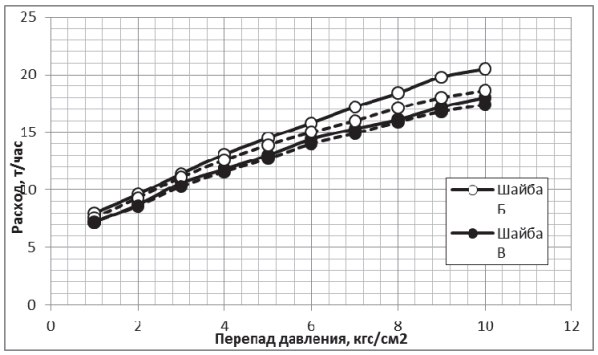


Рисунок 7. Расходно-перепадные характеристики шайб Б, В, Е и Ж

На рисунке 8 приведены сравнительные спектрограммы рассматриваемых шайб при перепаде давления 6 кгс/см^2.

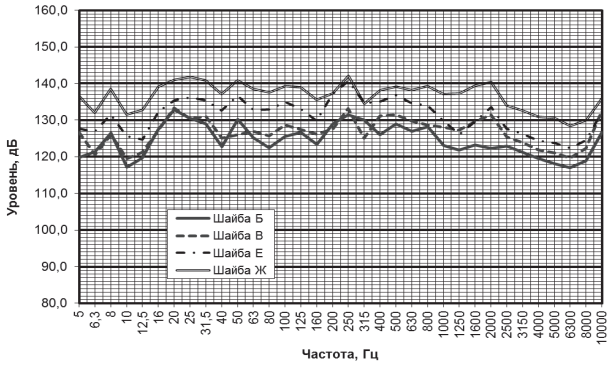


Рисунок 8. Спектрограмма ГДШ для шайб Б, В, Е и Ж при перепаде давления 6 кгс/см^2

Как видно из приведённой спектрограммы, с увеличением диаметров отверстий уровень ГДШ растёт. Рассмотрим теперь зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот 500 Гц – 1 кГц от скорости потока в дроссельном сечении (рисунок 9).

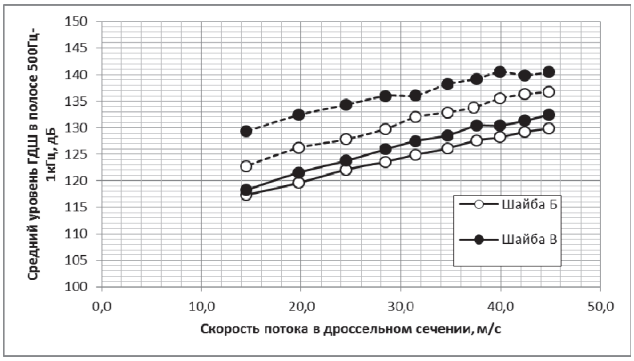


Рисунок 9. Зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот 500Гц – 1 кГц от скорости для шайб Б, В, Е и Ж

Как и предполагалось, увеличение диаметра дроссельного отверстия при сохранении суммарной площади группы отверстий вызывает увеличение уровня ГДШ. Поскольку акустическая мощность, излучаемая регулирующим органом, пропорциональна квадрату расхода $N \sim Q^2$, отсюда мощность излучения каждого из каналов будет пропорциональна Q^2/n, следовательно, суммарная излучаемая акустическая энергия n каналов уменьшится в n раз. Этот эффект можно наблюдать в результате рассмотренного эксперимента.

5 Исследование зависимости уровня ГДШ от плотности перфорации дроссельного элемента

Целью замеров уровня ГДШ шайб В, Г и Д было определение влияния эффекта взаимодействия струй, выходящих из отверстий на суммарный уровень ГДШ группы отверстий, для чего были изготовлены шайбы с расстоянием в 2, 3 и 4 диаметра отверстий между их центрами. Расходно-перепадные характеристики шайб В, Г, Д приведены на рисунке 10.

Как видно из рисунка 10, расходно-перепадные характеристики практически совпадают. Рассмотрим сравнительную спектрограмму шайб В, Г и Д на режиме 6 кгс/см^2 (рисунок 11). Очевидно, взаимодействие потоков соседних отверстий не оказывает влияния на уровень низкочастотного шума (до частот порядка 300 – 400 Гц), для частот свыше 500 Гц очевидно снижение

уровня ГДШ с увеличением расстояния между отверстиями.

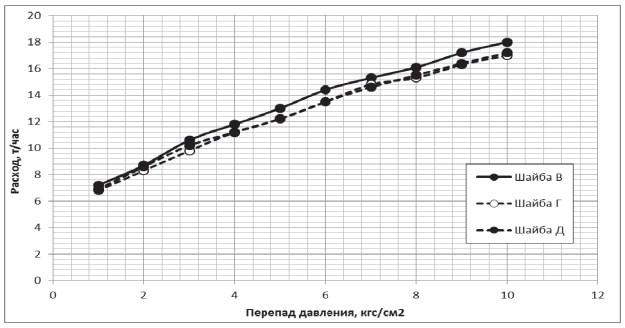


Рисунок 10. Расходно-перепадные характеристики шайб В, Г и Д

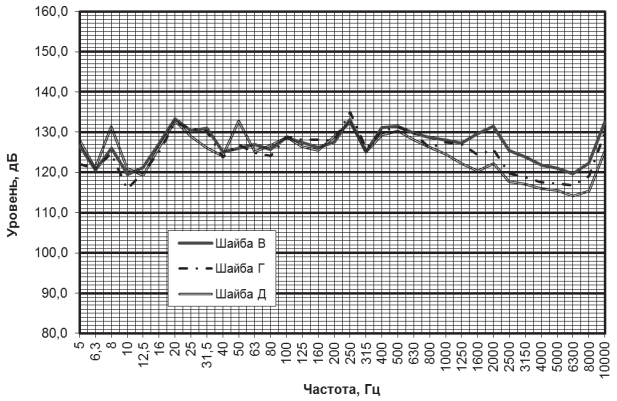


Рисунок 11. Спектрограмма ГДШ для шайб В, Г и Д при перепаде давления 6 кгс/см^2

Рассмотрим зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот 500 Гц – 1 кГц от средней скорости потока в дроссельном сечении (рисунок 12). Из графиков видно, что эффект снижения уровня ГДШ при разнесении центров отверстий дросселирующей группы особенно заметен при скоростях потока до 30 – 40 м/с.

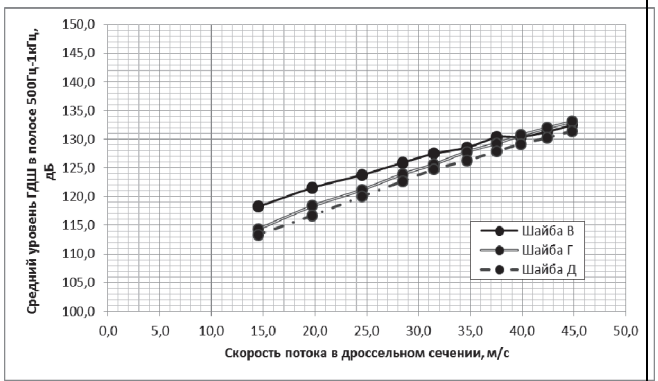


Рисунок 12. Зависимость среднего уровня ГДШ в полосе частот
500 Гц – 1 кГц от скорости для шайб В, Г и Д

6 Выводы

Экспериментально получены результаты, позволяющие определить способы создания малошумных элементов проточных частей с перфорированными втулками, шайбами и прочими элементами подобного вида.

Установлено, что диффузор с любой конусностью оказывает негативное влияние на уровень шума.

При проектировании элементов с требованиями по уровню ГДШ необходимо:

– использовать перфорацию с малым размером элемента, насколько это позволяет технология изготовления и чистота рабочей среды;

– исключить из проточной части элементы с диффузорами на выходе;

– распределять отверстия перфорации на возможно большем расстоянии друг от друга, насколько это позволяет конструкция изделия.

Список использованных источников

[1] Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. под ред. Войтецкого В.В. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. – СПб. : Астерион, 2008.

[2] Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М.О. Штенберга. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1992.

Arlen G. Berestovitskij,
Pavel I. Kizilov

Avrora Scientific and Production Association
15, Karbyshev st., St-Petersburg, 194021 Russia
mail@avrorasystems.com

Mikhail A. Ermilov

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
emasamara@gmail.com

Alexander N. Kryuchkov

The Institute of Acoustic of Machine, IAM SSAU
Samara, Moskovskoe shosse, 34
Campus Building 14, office 324,320
443086
kan@ssau.com

RESEARCH OF INFLUENCE PERFORATIONS THROTTLING ELEMENT ON THE HYDRODYNAMIC NOISE IN GOVERNING BODIES OF HYDRAULIC SYSTEMS

The work presents the results of experimental study of noise excited flow liquid working fluid flowing through the orifice perforated washers. The influence of the shape of the hole, the diameter and thickness of the hole on the noise throttling washers has been studied. Found that the lowest noise is realized with a cylindrical shape with a minimum diameter of the hole and the hole density. The results allow to choose the form of perforated sleeves low noise regulators hydraulic systems.

Keywords: *hydraulic systems, hydrodynamic noise, the regulatory body, the clearance washer, flow characteristic, the diffuser, the spectrum of the pressure fluctuations*

References

1. Berestovitskij A. G., Gladilin Y. A., Golovanov V. I., Sarafanov I. A.[Edit by Vojtetskij V. V.] Snizhenie vibratsii i shuma gidravlisheskih priborov system upravleniya tekhnicheskimi sredstvami .- S.Ptb.: Asterion, 2008. (in Russian)
2. Ideltchik I. E. (1992) Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam .[Edit by Shtenberg M.O.] – third Edition – Mashinostroeniye- Mechanical industry (in Russian)

УДК 539.3; 620.178.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯЖЕЛЕЙШЕГО РЕЖИМА ВИБРОИСПЫТАНИЙ В КЛАССЕ ШИРОКОПОЛОСНОЙ СЛУЧАЙНОЙ ВИБРАЦИИ

И.Н. Овчинников

Московский государственный
технический университет
им. Н.Э. Баумана,
2-я Бауманская, д. 5,
Москва, Российская Федерация
105005
iovchin@bmstu.ru

Качественное проведение виброиспытаний, от которых во многом зависит надежность эксплуатации в первую очередь конструкций летательных аппаратов, потребовало исследования колебаний механических систем под действием широкополосной случайной вибрации (ШСВ), являющейся основным вибрационным нагружением в эксплуатации. Попытки заменить ШСВ эквивалентным детерминированным вибровоздействием успеха не имели. По современным стандартам серии ISO испытания на ШСВ проводятся в заданном диапазоне частот при равномерной спектральной плотности ускорения без учета динамики объекта испытаний. Выполняя два основных требования Международной электротехнической комиссия (МЭК) к испытаниям на ШСВ: достоверности результатов и их воспроизводимости в различных лабораториях, в экспериментальных исследованиях влияния ширины спектра вибровоздействия на вибронагруженность (виброскорость) и долговечность консольной балки при кинематическом возбуждении были использованы новые датчики деформации и новая методика испытаний. Получены кривые усталости и впервые в практике испытаний построены «кривые вибронагруженности» - зависимости логарифма времени до разрушения образца t_p от средней виброскорости v_{cp} в его опасном сечении. Преобразование кривых усталости в зависимости долговечности от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр}$ при постоянном среднем напряжении σ_{cp} в образцах и «кривых вибронагруженности» в зависимости долговечности от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр}$ при постоянной средней виброскорости наглядно показало существование экстремума по долговечности при одной и той же ширине спектра. Эта ширина спектра названа «собственной» (по аналогии с собственными частотами), а режим – «тяжелейшим». Обозначение собственной ширины спектра имеет индекс «n», где n≥2 есть количество вовлекаемых в колебания собственных частот механической системы. Тяжелейший режим ШСВ определяется параметрами механической системы, решает проблемы воспроизводимости результатов испытаний, стандартизации режимов вибрационных и усталостных испытаний, формирования режимов ускоренных испытаний, в технологических процессах.

Ключевые слова: *широкополосная случайная вибрация, испытания, напряжения, деформация, виброскорость, датчик, долговечность, тяжелейший режим, эффективная ширина спектра*

1 Введение

Известно, что более 70% отказов в технике обусловлены вибрацией, из-за которой происходят усталостные разрушения элементов конструкций, транспортируемых грузов, сбои и поломки электронной техники. Условия эксплуатации транспортных объектов (ракет, космических аппаратов, подводных лодок, самолетов и др.) и нарастающий дефицит металла во всем мире требуют уменьшения массы и металлоемкости конструкций. Нахождение разумного компромисса максимума надежности при минимуме массы заложено в развитии методов адекватного определения поведения материалов в конструкции на заданный ресурс и надежность, что и определяет важность испытаний на вибрацию. Наиболее распространены сейчас испытания на широкополосную случайную вибрацию (ШСВ), как основную эксплуатационную нагрузку.

Международная электротехническая комиссия (МЭК) предъявляет к испытаниям на

ШСВ два основных требования: достоверности результатов и их воспроизводимости в различных лабораториях, которая особенно важна при проведении приёмо-сдаточных испытаний. Воспроизводимость результатов испытаний не реальна при низкой достоверности результатов. Достоверность результатов испытаний можно повысить, совершенствуя средства измерений, испытательное оборудование и методику испытаний. Основное требование к достоверности результатов испытаний – они должны проводиться при нагрузках, близких к эксплуатационным (полигармонических и случайных). Эти нагрузки должны возбуждать столько же собственных частот конструкции, сколько заметно возбуждается в эксплуатации.

Установить степень достоверности результатов вибрационых испытаний можно, казалось бы, по результатам усталостных испытаний на аналогичных режимах, т.к. единственным надежным критерием степени опасности нагружения является время до разрушения объекта испытаний. Допустить массовое разрушение объектов виброиспытаний (для статистики) не реально из-за уникальности этих объектов. При усталостных испытаниях этой проблемы нет.

При усталостных испытаниях достоверность результатов испытаний весьма невысокая, т.к. во всем мире для измерения деформаций используются тензорезисторы. Эти датчики деформируются вместе с объектом испытаний, также накапливают повреждения и поэтому изменяют свои метрологические характеристики в процессе длительного нагружения.

В последние годы отработка вибропрочности ответственных конструкций проводится на испытаниях, как правило, при ШСВ с равномерным спектром в заданном частотном диапазоне путем «нивелирования» динамики объекта. Такие испытания в известной монографии С. Кренделла [1] названы испытаниями «грубой силой», они не решают в достаточной мере проблемы воспроизводимости результатов испытаний. Такие испытательные стандарты серии ISO сейчас внедряются в отечественную практику [2]. Для повышения воспроизводимости результатов испытаний необходимо, чтобы формируемые спектры вибронагружения ШСВ учитывали динамику объекта испытаний, как это естественно происходит при резонансном нагружении.

Кроме требований МЭК к качеству испытаний возникли и производственные проблемы виброиспытаний. Основные – это проведение ускоренных испытаний и эквивалентных испытаний, под которыми понимается замена реальных случайных вибраций испытательным (модельным) детерминированным режимом [3, 4] и мн. др. Усталостные испытания в широком диапазоне нагрузок и видов спектров нагружения показали, что единого коэффициента эквивалентности между случайным и детерминированным нагружением ни по напряжениям, ни по виброскорости в опасном сечении объекта испытаний не существует [5].

Проблему ускоренных испытаний невозможно решить только увеличением уровня нагрузки, так как при этом может измениться процесс накопления усталостных повреждений. Популярный метод ускорения испытаний за счет увеличения частоты нагружения справедлив лишь для гармонического нагружения [6].

При отработке новой техники проводятся испытания различного назначения по своим методикам: на вибропрочность, на надежность, на долговечность, на ремонтопригодность, конструкторско-доводочные и приемо-сдаточные. Назрела проблема унификации всех видов испытаний.

В справочнике [7] сотрудниками ГосНИИАС давно поставлена задача о реализации тяжелейшего режима (с точки зрения исчерпания усталостной долговечности), где тяжелейший режим назван «единственным», на котором следовало бы провести испытания, – это путь к созданию методики ускоренных испытаний при нагрузках, близких к эксплутационным. Особенно остро и давно эта проблема стоит в областях длительной эксплуатации техники – в авиации и на транспорте **[**4,8**],** хотя и в других отраслях промышленности она также актуальна **[**9,10**].**

Предпосылка к существованию тяжелейшего режима была найдена в трудах ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского [11]. В эксперименте, имитирующем низкочастотные гармонические колебания крыла самолета с наложенной вибрацией от закрепленного на нем турбовинтового двигателя, бигармонический режим (при разных значениях амплитуд и частот режима с более высокой частотой) разрушал образцы материала намного быстрее (в 2,5…4,5 раза), чем гармонический с той же амплитудой напряжений. Отсюда следует, что за счет варьирования составом спектра нагружения можно искать более опасные режимы, в том числе, тяжелейший по долговечности в данном классе спектров режим нагружения. Аналогичный результат с большей опасностью полигармонического режима на первых трех собственных частотах по сравнению с гармоническим режимом на первой собственной частоте представлен в [12], но расхождения в долговечности здесь уже более существенные, до 7,5 раз.

Тяжелейший режим ШСВ, связанный с динамикой объекта испытаний, необходим для повышения степени воспроизводимости результатов испытаний, стандартизации режимов вибрационных и усталостных испытаний, формирования режимов ускоренных испытаний, в технологических процессах. В [13] показано теоретически, что экстремумы параметров вибронагружения существуют у любой механической системы. Они соответствуют экстремумам мощности механических сил, возникающих в системе при широкополосном случайном вибровоздействии. В [14] численным моделированием показано, что при широкополосном случайном вибровоздействии на механическую систему существуют экстремумы напряжения в материале и виброскорости при захвате спектром вибровоздействия «n» собственных частот системы (n≥2). То есть, существует такая ширина спектра вибронагружения, при которой оптимально соотношение (в вероятностном аспекте) амплитуд составляющих колебательного процесса на собственных частотах. Наличие составляющих колебательного процесса вне собственных частот, что всегда характерно для ШСВ, лишь снижает долговечность объектов нагружения.

Однако, ни напряжение, ни виброскорость объекта не характеризуют однозначно степень опасности режима, она до настоящего времени может быть установлена только по минимальному времени до разрушения объекта (долговечности), которое определяется пока достоверно только в эксперименте.

«Изучение колебаний, как и вообще всех задач механики, должно основываться на эксперименте, использование всякой теории неизбежно связано с некоторыми специфическими трудностями. Проблема состоит не просто в точности вычислений. Мы никогда не можем быть уверены в том, что не пренебрегли чем-то весьма существенным» [15].

Таким образом, для проверки факта существования тяжелейшего режима ШСВ мы должны от вибрационных испытаний перейти к усталостным испытаниям, варьируя шириной спектра нагрузки Δf.

2 Задачи эксперимента

Формирование тяжелейшего режима по сути задача оптимизации вибровоздействия при заданной мощности. Она сводится к нахождению класса воздействий f(x, t), создающих экстремальные условия нагружения объекта. Математически это выражается соотношением:

$$\underset{f(x,t)}{\operatorname{extr}} F\left|y, \dot{y}, \ddot{y}, \ldots y^{n}(t), x, t, f(x,t)\right|, \quad (1)$$

при $f(x,t) \in \Phi$,
где F – функционал, характеризующий вибрационное движение объекта;
Ф – заданное множество воздействий.

В общем случае задачу (1) решить трудно, но при практической реализации испытаний возникают ограничения на вид воздействия (по мощности, числу гармоник), по координатам контроля за движением объекта (опасному сечению) и т.д. Поэтому можно перейти к частным задачам:

$$\max_{f(x,t)} \dot{y}_{x=u}, t \in T, \quad (2)$$

$$\max_{f(x,t)} D_{y_{x=u}}, t \in T, \quad (3)$$

$$\min_{f(x,t)} t_p, t \in T \quad \text{при} \quad \frac{1}{T}\int_0^T f^2 dt < C, \quad (4)$$

т.е., необходимо, варьируя шириной спектра, найти вибровоздействие, при котором виброскорость (2) или дисперсия виброскорости (3) в сечении x=u за время t будут экстремальны, а время до разрушения объекта t_p (4) будет минимально при ограниченной заданной мощности нагружения.

Выбор виброскорости в опасном сечении объекта, а не виброускорения, как параметра, характеризующего вибронагруженность объекта, объясняется пропорциональность амплитуде этой величины напряжения в материале [16].

3 Новый емкостной датчик изгибных деформаций

С целью повышения достоверности и надёжности результатов испытаний была разработана серия неразрушающихся бесконтактных емкостных датчиков, позволяющих измерять сколь угодно долго практически неограниченные по величине изгибные деформации. Емкостные датчики, в отличие от тензорезисторов, не деформируются вместе с объектом, не накапливают повреждений и поэтому сохраняют постоянными метрологические характеристики. В датчиках использовано принципиально новое относительное перемещение обкладок по сравнению с известными конструкциями емкостных датчиков (рисунок 1).

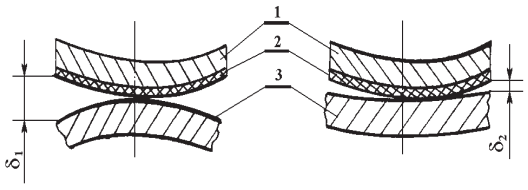


Рисунок 1. Емкостной датчик деформаций для плоских и цилиндрических поверхностей (ЕДД-1)

Для измерения деформации плоских и цилиндрических поверхностей с нулевой гауссовой кривизной в окружном направлении был создан емкостной датчик деформации ЕДД-1 [17]. Он состоит из металлической обкладки 1 с цилиндрической рабочей поверхностью, через слой диэлектрика 2 прижатой (или расположенной очень близко) к исследуемой поверхности 3, являющейся второй обкладкой конденсатора (рисунок 1). При изгибе объекта изменяется расстояние между обкладками конденсатора δ, и электрический сигнал с датчика пропорционален изменению кривизны и изгибной деформации объекта. Зона линейной характеристики емкостного датчика и в статике, и в динамике больше, чем у тензорезистора. Её диапазон охватывает значения деформаций в проведённом эксперименте, в том числе, в малоцикловой области усталости. Чувствительность датчика определяется кривизной измерительной обкладки и может изменяться в широких пределах. Две обкладки с двух сторон объекта увеличивают чувствительность в 2 раза. Измерительная обкладка не деформируется вместе с объектом, поэтому её долговечность практически не ограничена.

4 Экспериментальное исследование долговечности

Исследование влияния ширины спектра вибрации Δf на вибронагруженность (виброскорость) и долговечность проводилось на консольно закрепленной балке при кинематическом возбуждении (рисунок 2).

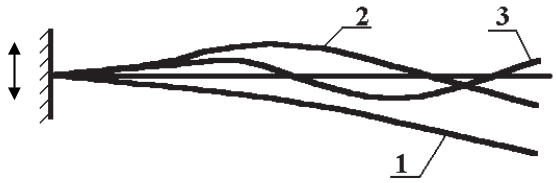


Рисунок 2. Три первые формы собственных колебаний испытательного образца (балки) при кинематическом возбуждении

Испытания проводились на случайных режимах при следующих значениях Δf: 10Гц (режим №5); 30 Гц (режим №6); 100 Гц (режим №7); 300 Гц (режим №8) (рисунок 3).

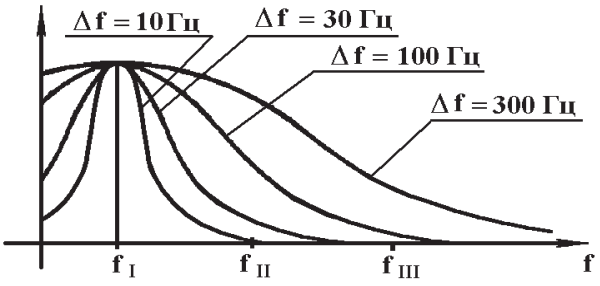


Рисунок 3. Сплошные спектры входного вибровоздействия

Номера испытательных режимов указаны в соответствии с полной серией испытательных режимов, в которую входили также полигармонические и случайные узкополосные режимы. Эксперимент по усталости проведен по единой методике для всех режимов, что позволяло объективно сравнивать результаты испытаний [18]. Методика не предусматривала какого-либо упрощения и схематизации случайного процесса, поскольку замена случайного вибровоздействия гармоническим режимом не является корректной [19]. Все измерения, и самое главное – деформации, проводились от начала испытаний до разрушения образца. Это, кстати, позволило получить «деформационную характеристику» материала, позволившую существенно уточнить положение кривых усталости на различных режимах и прогнозировать остаточный ресурс долговечности материала [20].

Как и принято при исследовании долговечности, результаты представлены в виде кривых усталости – зависимости логарифма времени до разрушения t_p от среднего напряжения в материале $\sigma_{ср}$ (рисунок 4).

Видно, что при расширении спектра нагружения долговечность образца материала сначала уменьшается, а затем возрастает. Наглядно существование экстремума по долговечности в зависимости от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр}$ при постоянном среднем напряжении $\sigma_{ср}$ в образцах показано на рисунке 5, полученном при обработке результатов испытаний на усталость.

За граничную частоту спектра при гармоническом режиме (режим №1 [18]) принят

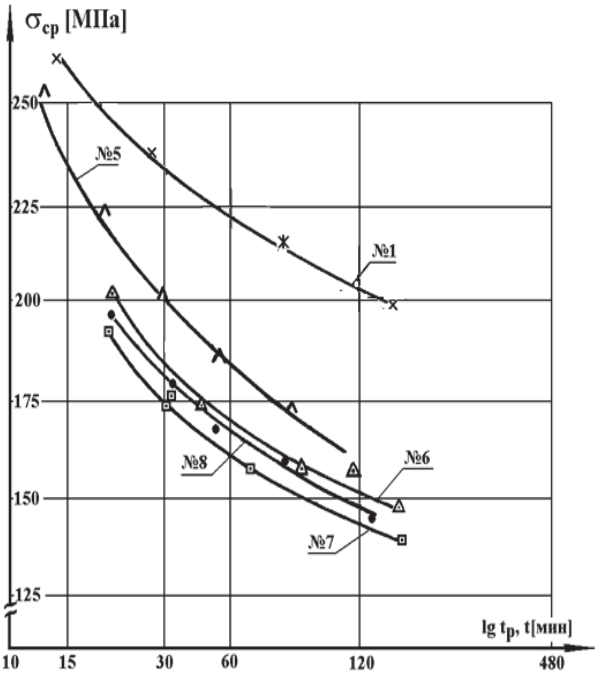


Рисунок 4. Кривые усталости на режимах №№ 1,5, 6, 7 и 8

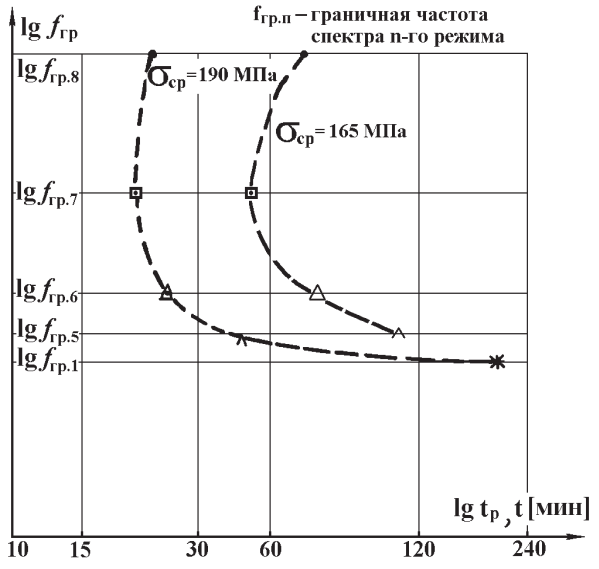


Рисунок 5. Зависимость долговечности образцов материала от ширины спектра Δf вибронагружения при постоянном среднем напряжении$\sigma_{ср}$

логарифм первой собственной частоты образца f_1=27 Гц, а для случайного режима со сплошным спектром – логарифм от суммы средней частоты спектра (первой собственной частоты образца) и половины ширины спектра режима:

$$\lg f_{гр} = \lg\left(f_1 + \frac{1}{2}\Delta f \right)$$ (рисунок 3).

При случайных колебаниях образец заметно возбуждался на второй и третьей собственных частотах (f_2=177 Гц, f_3=475 Гц). Результаты испытаний на гармоническом режиме приводятся здесь лишь для качественного сравнения.

Для повышения информативности результатов испытаний впервые в практике испытаний построены «кривые вибронагруженности» - зависимости логарифма времени до разрушения образца t_p от средней виброскорости $v_{ср}$ в его опасном сечении (рисунок 6).

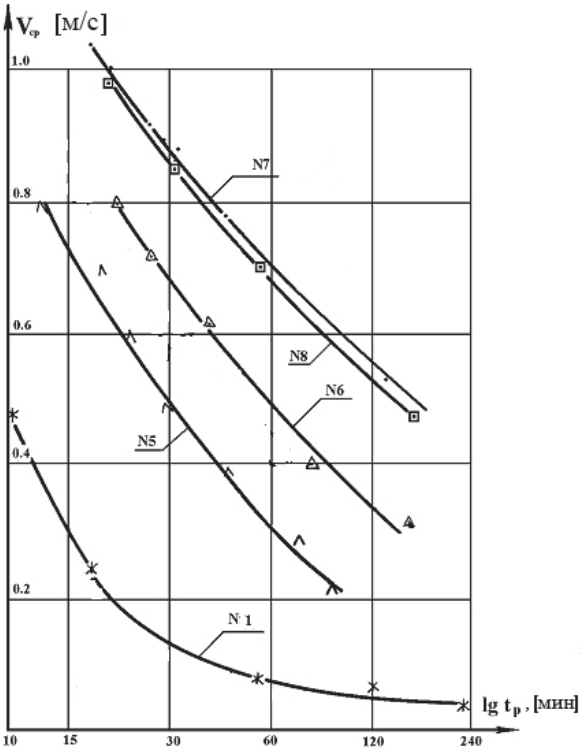


Рисунок 6. Зависимости логарифма времени до разрушения t_p образца от средней виброскорости $v_{ср}$ в его опасном сечении («кривые вибронагруженности»)

Аналогичное существование экстремума по долговечности в зависимости от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр,}$ но при постоянной средней виброскорости $v_{ср}$ в опасном сечении образца, полученное преобразованием «кривых вибронагруженности» [5], показано на рисунке 7.

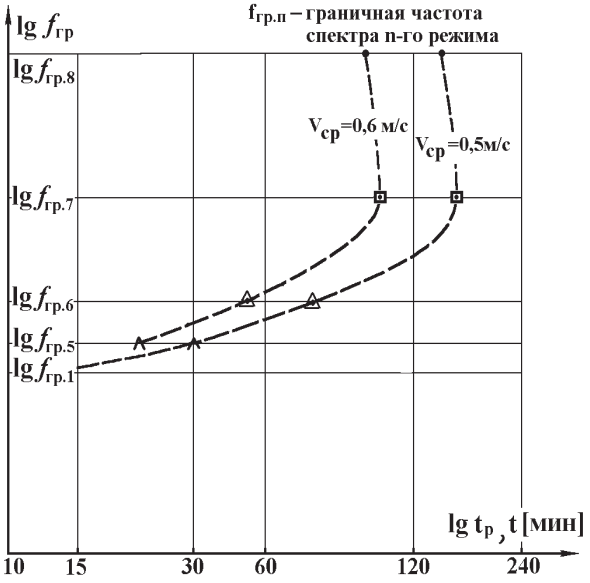


Рисунок 7. Зависимость долговечности образцов материалат$_p$ от ширины спектра вибронагружения при постоянной средней виброскорости $v_{ср}$

Несмотря на то, что кривизна графиков на рисунках 5 и 7 в указанных координатах относительно небольшая, факт существования на них экстремумов сомнений не вызывает, т.к. точки на кривых соответствуют большому числу разрушенных испытательных образцов. Достоверность результатов испытаний достаточно высокая благодаря применению более совершенных методики испытаний и датчиков деформации.

Ширина спектра (Δf = 100 Гц, режим №7) при моделировании была названа «собственной» (по аналогии с собственными частотами), а режим по результатам эксперимента оказался «тяжелейшим». При моделировании процесса спектр нагружения охватывал значительно большее количество собственных частот балки, чем в эксперименте. При охвате спектром каждой следующей собственной частоты балки напряжение в заделке и виброскорость принимали экстремальные значения, а амплитуда этих экстремумов постепенно уменьшалась.

Обозначению собственной ширины спектра придан индекс «n»: Δf_n, где n≥2 есть количество вовлекаемых в колебания собственных частот механической системы.

Выводы

1) Экспериментальное выявление среди режимов ШСВ одного и того же режима с минимальным значением долговечности образцов материала при равных величинах средних напряжений в них и при равных величинах средней виброскорости подтверждает существование тяжелейшего режима ШСВ

2) Тяжелейший режим ШСВ механической системы определяется ее свойствами, аналогично собственным частотам системы.

3) Знания о тяжелейшем режиме ШСВ будут полезны не только для проведения ускоренных испытаний, но и в стандартизации испытаний, для оценки степени опасности эксплуатационной вибрации, в технологических процессах, в акустике, возможно и в устойчивости к землетрясениям.

Список использованных источников

[1] Случайные колебания. Под ред. С. Кренделла, (1967) – М.: Мир. – 356 с.

[2] Испытания на воздействие случайной широкополосной вибрации с использованием цифровой системы управления виброиспытаниями. ГОСТ Р 51502–99 (Международный стандарт МЭК 60068-2-64–93).

[3] Хазанов Х.С. и др., (1967). Исследование влияния формы спектральной плотности стационарной нагрузки на усталостную прочность образцов из сплава Д16АТ и 30ХГСА // Труды КуАИ «Вопросы прочности элементов авиационных конструкций». – Куйбышев. – Вып. 29, с. 70-79.

[4] Сидоров В.Д., (1991). Ускорение виброиспытаний на надежность. // Качество и надежность изделий. №2 (14), Изд. «Знание», М., с. 49-72.

[5] Овчинников И.Н., Степнев В.А., (2010). О достоверности эквивалентных испытаний на вибрацию. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 2 (79), с. 26-36.

[6] Кузьменко В.А., Матохнюк Л.Е., Писаренко Г.Г. и др., (1979). Усталостные испытания на высоких частотах нагружения. – Киев: Наук. думка, – 335 с.

[7] Вибрация в технике: Справочник в 6 томах // Под ред. В.Н. Челомея (пред.), (1981) – т.5. Измерения и испытания. Под ред. М.Д. Генкина, М.: Машиностроение. 496 с.

[8] Овчинников И.Н., (1999). Проблемы авиастроения в программе УНЦ «Виброиспытания». // 5-й международный научно-технический симпозиум «Авиационные технологии 21 века». Сборник трудов, т. 1, Жуковский, Россия, с. 865-872.

[9] Кугель Р.В., (1968). Ускоренные ресурсные испытания в машиностроении. – М.: Знание, 88 с.

[10] Овчинников И.Н., (1998). Основные проблемы усталостных и вибрационных испытаний при эксплуатационных нагрузках // Вестник машиностроения. №11, с. 23-27.

[11] Оболенский Е.П., Богданов Б.Ф., (1973). Статистический метод определения параметров выносливости при бигармоническом нагружении // Труды ЦАГИ, вып. 1450, с. 24-31.

[12] Овчинников И.Н., (1985). О точности воспроизведения полигармонического режима при усталостных испытаниях // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, №5, с. 25-28.

[13] Ovchinnikov I. N., (2005). The usage of “transparency frequency bands” of mechanic systems for standardization of tests to random vibration. Proceedings 12 International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, Portugal.

[14] Ovchinnikov I. N., (2008). Simulation of oscillations of a beam at random vibroloading. Proceedings 15 International Congress on Sound and Vibration, Daejeon, Korea.

[15] Бишоп Р., (1979). Колебания. – М.: Наука, 160 с.

[16] Сидоренко М.К., (1973). Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 224 с.

[17] Овчинников И.Н., (1995). Емкостной датчик для измерения изгибных деформаций // Приборы и системы управления, №3, с. 25.

[18] Овчинников И.Н., (1986). Методика испытаний при сложном вибрационном нагружении. // Заводская лаборатория, №10, с. 69-74.

[19] Ovchinnikov I. N., Stepnev V. A., Brancevich P. Y., (2012). Authenticity of the equivalent vibration tests. Proceedings 19 International Congress on Sound and Vibration, Vilnius, Lithuania.

[20] Овчинников И.Н., Ермишкин В.А., (2012). Достоверность результатов испытаний на вибрацию. Диагностика и прогнозирование усталостного разрушения. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва, № 3 (34), часть 1, с.377-384.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE HEAVY MODES VIBROTEST IN CLASS BROADBAND RANDOM VIBRATION

I.N. Ovchinnikov

Moscow State
Technical University
Named after N.E. Bauman,
2nd Bauman, 5,
Moscow, 105005,
Russian Federation
iovchin@bmstu.ru

Qualitative conducting vibration tests, which largely depends on the reliability of operation primarily aircraft designs, required study vibrations of mechanical systems under the action of broadband random vibration (bus coupler), which is the main vibration loading operation. Attempts to replace the bus coupler equivalent deterministic vibration exposure had no success. By modern standards, the ISO test SHSV held in a predetermined frequency range with uniform spectral density acceleration without dynamics of the test object. Performing two basic requirements of the International Electrotechnical Commission (IEC) for the tests on the bus coupler: the reliability and reproducibility of the results in different laboratories, experimental studies of the effects of vibration on the width of the spectrum vibration loading (Velocity) and durability of a cantilever beam with kinematic excitation used new strain gauges and a new test procedure. The curves of fatigue and for the first time in the practice tests are constructed by "curves vibration loading" - the logarithm of the time to failure of the sample t the average vibration velocity v in his dangerous section. Converting fatigue curves depending on the longevity of cut-off frequency spectrum of vibration fgr at constant mean stress σ samples and "curves vibro-loaded", depending on the durability of the cutoff frequency spectrum of vibration fgr at constant average vibration velocity clearly showed the existence of an extremum for life at one and the a spectral width. This width of the spectrum is called the "intrinsic" (by analogy with the natural frequencies) and mode - "tjazhe-Leucheni." Designation of the intrinsic width of the spectrum has an index of «n», where $n \geq 2$ is the amount involved in the fluctuations of the natural frequencies of the mechanical system. The hardest mode SHSV determined parameters of the mechanical system, solves problems reproducibly-sti test results, standardization modes of vibration and fatigue tests, the formation modes of accelerated tests, in technological processes.
Keywords: broadband random vibration test, stress, strain, velocity sensor, long life, the hardest mode, the effective width of the spectrum

References

[1] Sluchajnye kolebanija. Pod red. S. Krendella, (1967) – M.: Mir. – 356 s.
[2] Ispytanija na vozdejstvie sluchajnoj shirokopolosnoj vibracii s ispol'zovaniem cifrovoj sistemy upravlenija vibroispytanijami. GOST R 51502–99 (Mezhdunarodnyj standart MJeK 60068-2-64–93).
[3] Hazanov H.S. i dr., (1967). Issledovanie vlijanija formy spektral'noj plotnosti stacionarnoj nagruzki na ustalostnuju prochnost' obrazcov iz splava D16AT i 30HGSA // Trudy KuAI «Voprosy prochnosti jelemen-tov aviacionnyh konstrukcij». – Kujbyshev. – Vyp. 29, s. 70-79.
[4] Sidorov V.D., (1991). Uskorenie vibroispytanij na nadezhnost'. // Kachestvo i nadezhnost' izdelij. #2 (14), Izd. «Znanie», M., s. 49-72.
[5] Ovchinnikov I.N., Stepnev V.A., (2010). O dostovernosti jekvivalentnyh ispytanij na vibraciju. // Vestnik MGTU im. N.Je. Baumana, # 2 (79), s. 26-36.
[6] Kuz'menko V.A., Matohnjuk L.E., Pisarenko G.G. i dr., (1979). Ustalostnye ispytanija na vysokih chastotah nagruzhenija. – Kiev: Nauk. dumka, – 335 s.
[7] Vibracija v tehnike: Spravochnik v 6 tomah // Pod red. V.N. Chelomeja (pred.), (1981) – t.5. Izmerenija i ispytanija. Pod red. M.D. Genkina, M.: Mashinostroenie. 496 s.
[8] Ovchinnikov I.N., (1999). Problemy aviastroenija v programme UNC «Vibroispytanija». // 5-j mezhduna-rodnyj nauchno-tehnicheskij simpozium «Aviacionnye tehnologii 21 veka». Sbornik trudov, t. 1, Zhukovskij, Rossija, s. 865-872.
[9] Kugel' R.V., (1968). Uskorennye resursnye ispytanija v mashinostroenii. – M.: Znanie, 88 s.
[10] Ovchinnikov I.N., (1998). Osnovnye problemy ustalostnyh i vibracionnyh ispytanij pri jeks-pluatacionnyh nagruzkah // Vestnik mashinostroe-nija. #11, s. 23-27.
[11] Obolenskij E.P., Bogdanov B.F., (1973). Statisticheskij metod opredelenija parametrov vynoslivosti pri bigarmonicheskom nagruzhenii // Trudy CAGI, vyp. 1450, s. 24-31.

[12] Ovchinnikov I.N., (1985). O tochnosti vosproizvedenija poligarmonicheskogo rezhima pri ustalostnyh is-pytanijah // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie, #5, s. 25-28.
[13] Ovchinnikov I. N., (2005). The usage of "transparency frequency bands" of mechanic systems for standardization of tests to random vibration. Proceedings 12 International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, Portugal.
[14] Ovchinnikov I. N., (2008). Simulation of oscillations of a beam at random vibroloading. Proceedings 15 International Congress on Sound and Vibration, Daejeon, Korea.
[15] Bishop R., (1979). Kolebanija. – M.: Nauka, 160 s.
[16] Sidorenko M.K., (1973). Vibrometrija gazoturbinnyh dvigatelej. M.: Mashinostroenie, 224 s.
[17] Ovchinnikov I.N., (1995). Emkostnoj datchik dlja izmerenija izgibnyh deformacij // Pribory i sistemy upravlenija, #3, s. 25.
[18] Ovchinnikov I.N., (1986). Metodika ispytanij pri slozhnom vibracionnom nagruzhenii. // Zavo-dskaja la-boratorija, #10, s. 69-74.
[19] Ovchinnikov I. N., Stepnev V. A., Brancevich P. Y., (2012). Authenticity of the equivalent vibration tests. Proceedings 19 International Congress on Sound and Vibration, Vilnius, Lithuania.
[20] Ovchinnikov I.N., Ermishkin V.A., (2012). Dostovernost' rezul'tatov ispytanij na vibraciju. Diagnosti-ka i prognozirovanie ustalostnogo razrushenija. // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta imeni akademika S. P. Koroljova, # 3 (34), chast' 1, s.377-384.

УДК 621.039

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ И ФРЕТТИНГ-ИЗНОСА ТВЭЛОВ ТВС-КВАДРАТ

Ю.В. Егоров,
В.В. Макаров,
А.В. Афанасьев,
И.В. Матвиенко

ОКБ «ГИДРОПРЕСС»
ул. Орджоникидзе, 21,
г. Подольск,
Российская Федерация, 142103
makarov@grpress.podolsk.ru

Вибрационные нагрузки, которым подвергаются ТВС в процессе эксплуатации реактора, могут вызывать нарушения безопасной эксплуатации реактора и, в частности приводить к выходу радиоактивности за пределы оболочек твэлов. Одной из главных причин повреждения оболочек твэлов, влекущей выход радиоактивных продуктов в теплоноситель, повышение дозовых нагрузок на персонал и досрочную выгрузку ТВС, является фреттинг-износ оболочек твэлов под дистанционирующими решетками.

В связи с этим одной из практических задач конструирования новых ТВС является обеспечение их вибропрочности по условию отсутствия фреттинг-износа. В общем случае для обоснования вибропрочности необходимо определить предельно допустимые уровни вибрации, не вызывающие фреттинг-износа, сравнить их с уровнем вибрации твэлов, создаваемой потоком теплоносителя, и вычислить запас по уровню вибрации твэлов до критического уровня.

В докладе представлены результаты исследований по обоснованию вибропрочности российского проекта ТВС реактора PWR-900 (ТВС-КВАДРАТ). В конструкции ТВС-КВАДРАТ применены принципиально новые конструктивные решения, а также новый водно-химический режим, характерный для реакторов PWR. В связи с этим программа исследований включала в себя два этапа:

- *исследования гидродинамически возбуждаемой вибрации твэлов в составе полномасштабного макета при теплогидравлических параметрах теплоносителя, близких к параметрам нормальной эксплуатации реактора PWR;*
- *определение границы фреттинг-износа по итогам длительных испытаний трехпролетных моделей твэлов ТВС-КВАДРАТ с применением электромагнитного способа возбуждения поперечной вибрации и теплогидравлических параметрах теплоносителя, близких к параметрам нормальной эксплуатации реактора PWR.*

В результате исследований была разработана и опробована методика обоснования вибропрочности ТВС по условию отсутствия фреттинг-износа, собраны данные по уровню вибраций твэлов в потоке теплоносителя и уровнях вибраций твэлов при которых развивается фреттинг-износ оболочки. Выработаны рекомендации по дальнейшим испытаниям.

***Ключевые слова**: фретинг-износ, вибрации, ТВС, твэл, ТВС-КВАДРАТ, область отсутствия износа*

1 Введение

Вибрационные нагрузки, которым подвергаются ТВС в процессе эксплуатации реактора, могут вызывать нарушения безопасной эксплуатации реактора и, в частности приводить к выходу радиоактивности за пределы оболочек твэлов. Одной из главных причин повреждения оболочек твэлов, влекущей выход радиоактивных продуктов в теплоноситель, повышение дозовых нагрузок на персонал и досрочную выгрузку ТВС, является фреттинг-коррозия оболочек твэлов под дистанционирующими решетками.

Несмотря на высокие достигнутые на сегодня показатели надежности ТВС, по зарубежным оценкам фреттинг-коррозия оболочек под дистанционирующими решетками остаётся одной из основных причин повреждения ТВС легководных реакторов с водой под давлением. На рисунке 1 представлена статистика отказов твэлов реакторов типа PWR [1]. Доля отказов по причине фреттинг-коррозии твэлов в узлах сопряжения с дистанционирующими

решетками ТВС реакторов PWR превышает 50 %.

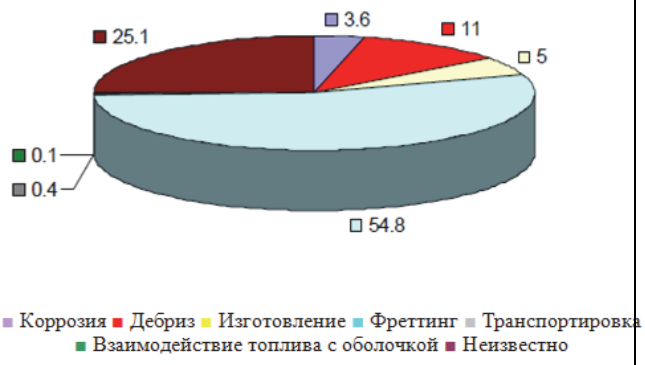


Рисунок 1. Причины отказов топлива в реакторах PWR

В связи с этим одной из практических задач конструирования новых ТВС является обеспечение их вибропрочности по условию отсутствия фреттинг-износа. В общем случае для обоснования вибропрочности необходимо определить предельно допустимые уровни вибрации, не вызывающие фреттинг-износа, сравнить их с уровнем вибрации твэлов, создаваемой потоком теплоносителя, и вычислить запас по уровню вибрации твэлов до критического уровня. Данный подход был применен в 1980-е гг. для обоснования пролета твэла длиной 255 мм в бывшей серийной (с ДР из нержавеющей стали) и усовершенствованной (с циркониевыми ДР) ТВС ВВЭР-1000 [2].

В настоящее время этот подход используется для обоснования вибропрочности российского проекта ТВС реактора PWR-900 (ТВС-КВАДРАТ). В докладе представлены результаты исследования гидродинамически возбуждаемой вибрации твэлов в составе полномасштабного макета при теплогидравлических параметрах теплоносителя, близких к параметрам нормальной эксплуатации реактора PWR, а также исследования процесса изнашивания на трехпролетных моделях твэлов в аналогичных условиях.

2 Исследования вибрации твэлов ТВС-КВАДРАТ при теплогидравлических параметрах теплоносителя, близких к реакторным

Для обоснования вибропрочности твэлов ТВС-КВАДРАТ по условию отсутствия фреттинг-износа необходимо сопоставить уровень вибрации твэлов в реакторе PWR-900 с границей области отсутствия износа. Ввиду отсутствия информации по уровням вибрации твэлов в реакторе PWR-900, вибрации твэлов ТВС-КВАДРАТ измерялись на однокассетном стенде горячей обкатки в потоке теплоносителя с параметрами, близкими к реакторным. Фактором, определяющим уровень вибрации твэлов, является гидродинамическое воздействие со стороны теплоносителя. Основными компонентами гидродинамического воздействия являются пульсации давления и поперечные перетечки теплоносителя. Уровень пульсаций давления в колонке стенда сопоставим с предельно допустимыми значениями для активной зоны ВВЭР-1000. Учитывая более высокую скорость теплоносителя в активной зоне ВВЭР-1000, можно предположить, что уровень гидродинамической нестабильности потока и, соответственно, вибрации в активной зоне PWR-900 будет ниже. Данные по поперечным перетечкам теплоносителя в реакторе и колонке стенда отсутствуют, сравнение по этому параметру не проводилось.

В ходе работы решались следующие задачи:

- определение ускорений середин пролетов твэлов при гидродинамически возбуждаемой вибрации;
- определение влияния теплогидравлических параметров теплоносителя (температуры, расхода, динамического давления) на вибрационный отклик твэлов;
- определение влияния длин пролетов на уровень вибрации.

Исследования проведены на стенде горячей обкатки В-1000, состоящего из основного циркуляционного контура и параллельно подключенного контура с пульсатором. Расход теплоносителя по каждой из ветвей регулируется с помощью дисковых затворов. В колонку теплоноситель подается с противоположных сторон по двум трубопроводам.

В ходе испытаний измерялись гидродинамическое воздействие со стороны теплоносителя, характеризуемое пульсациями давления, и динамический отклик ТВС-КВАДРАТ в виде ускорений твэлов в серединах пролетов между ДР. Также в испытаниях контролировались технологические параметры:

температура, давление и расход теплоносителя через колонку.

СКЗ шума измерительных каналов ускорения составляют около одной трети от СКЗ измеренных сигналов. При определении запасов по ускорению до критического уровня наличие в измеренных сигналах дополнительного шума пошло в запас консерватизма. На рисунке 2 приведены частотные спектры ускорений твэлов. Возбуждение вибрации твэлов потоком теплоносителя в пролетах 394 мм и 522 мм происходит на частотах, близких к собственным, и наблюдается в диапазонах от 80 до 90 и от 45 до 60 Гц соответственно. Собственные частоты этих пролетов на воздухе составили в среднем соответственно 83 и 36 Гц. Твэлы в пролете 216 мм имеют среднюю собственную частоту 281 Гц, вследствие чего в исследованном диапазоне частот от 7 до 200 Гц резонансных колебаний в этом пролете не наблюдается.

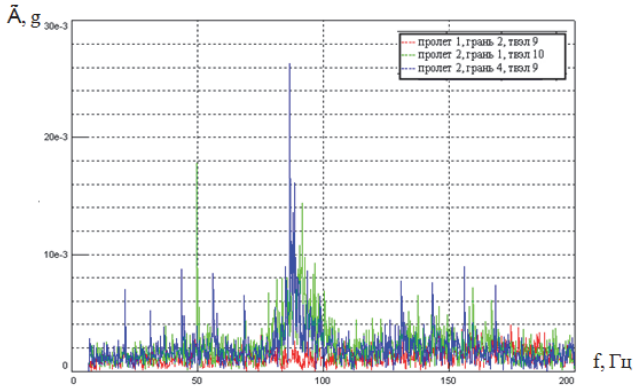


Рисунок 2. Частотные спектры ускорений твэлов при 290 ºС и Q=500 м^3/ч

Температурные зависимости СКЗ виброускорений твэлов приведены на рисунке 3.

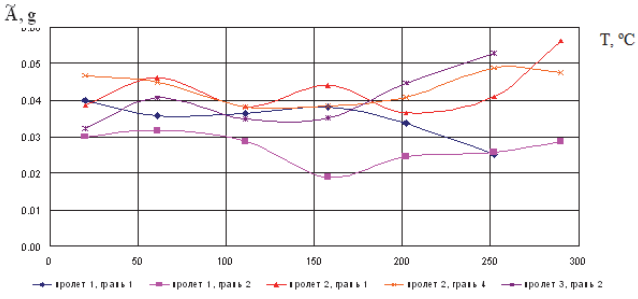


Рисунок 3. Зависимость СКЗ ускорений твэлов от температуры

Как следует из рисунка, ярко выраженной зависимости СКЗ ускорений от температуры не наблюдается даже несмотря на то, что при высоких температурах в пролетах длиной 394 и 522 мм начинают возбуждаться резонансные колебания.

Измерения вибрации проведены при температуре 290 ºС, статическом давлении в контуре 15,7 МПа и расходах теплоносителя через ТВС-КВАДРАТ (450±20) и (500±20) м^3/ч. Варьирование величины расхода и изменение схемы циркуляции не вызвало существенного изменения пульсаций давления в колонке. СКЗ динамического давления изменялось случайным образом в пределах ± 40 % от среднего значения.

Как свидетельствуют результаты измерений динамического давления в районе стенки колонки в ее нижней части и виброускорений твэлов, корреляция между этими параметрами отсутствует (рисунок 4). Источником вибрации твэлов, по всей видимости, являются локальные возмущения потока и/или поперечные перетечки теплоносителя, не регистрируемые датчиками динамического давления, установленными на стенке колонки.

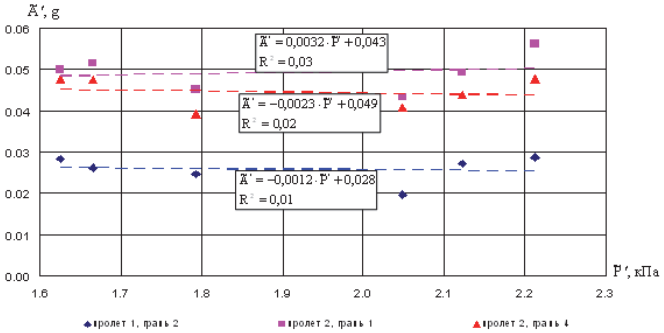


Рисунок 4. Зависимость СКЗ ускорения от динамического давления

При увеличении расхода от 250 до 500 м3/ч наблюдается повышение СКЗ виброускорения на величину от 17 до 41 % (рисунок 5). Вместе с тем, довольно большой

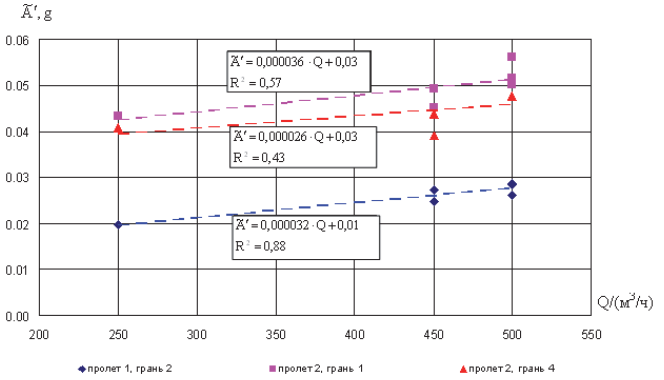


Рисунок 5. Зависимость СКЗ ускорения от расхода

разброс виброускорений при одинаковых расходах не позволяет достаточно корректно аппроксимировать полученные зависимости по линейному закону.

По итогам первого этапа испытаний полномасштабного макета ТВС-КВАДРАТ были определены уровни вибрации твэлов при теплогидравлических параметрах теплоносителя близких к штатным для реактора PWR, а также влияние конструкционных и технологических факторов на уровень вибрации.

3 Исследования фреттинг-коррозии моделей твэлов ТВС-КВАДРАТ в условиях штатного водно-химического режима

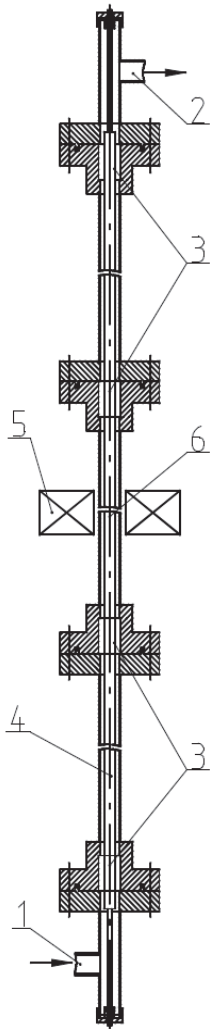
Задачами исследований являлись:

- определение влияния амплитуды, частоты колебаний твэла и величины зазора между оболочкой и ячейкой ДР на глубину износа оболочек твэлов при штатных параметрах теплоносителя;
- оценка пороговой величины виброперемещения середины пролета в зависимости от частоты колебаний твэла, свыше которой развивается виброизнос оболочки.

Исследования проводились на участке стенда коррозионных испытаний. Основными элементами участка являются: участок гидравлического контура, модели твэлов, система вибрационного нагружения и система измерения вибрации. Схема модели представлена на рисунке 6.

Система вибрационного нагружения состоит из восьми бесконтактных электромагнитных вибраторов, комплекта управляющей аппаратуры и охлаждающих вентиляторов. Каждый вибратор представляет собой две катушки, намотанные на Ш-образные сердечники, установленные внутри корпуса вибратора. Вибратор крепится на корпусной трубе модели в середине центрального пролета. Катушки при этом расположены с противоположных сторон корпусной трубы. Внутри твэла напротив катушек установлен якорь из магнитомягкого материала.

Управляющая аппаратура осуществляет электропитание катушек вибраторов импульсным током. Ток, пропускаемый через катушки, создает магнитное поле, взаимодействующее с якорем внутри твэла. Пооче-



1. Вход теплоносителя
2. Выход теплоносителя
3. Дистанционирующие решетки
4. Модель твэла
5. Электромагнитный вибратор
6. Якорь

Рисунок 6. Схема модели

редное пропускание тока через катушки создает знакопеременную силу, действующую на якорь. Параметры вибрации твэла подбираются путем регулировки частоты, амплитуды и формы импульсов тока питания.

Ресурсные испытания моделей проводились при циркуляции воды через модели твэлов с поддержанием параметров, близких к штатным для реактора PWR. Испытания планировались из двух этапов продолжительностью по 750 ч. В связи с износом образцов и дальнейшей разгерметизацией моделей длительность первого этапа была сокращена и составила 127 ч.

Для исследования процессов фреттинг-износа частотный интервал до 200 Гц был разбит на четыре диапазона: 7-15 Гц, 15-35 Гц, 35-60 Гц, 60-200 Гц. Первые два диапазона содержат частоты акустической стоячей

волны и оборотную частоту циркуляционного насоса. Последние два диапазона содержат собственные частоты пролетов 394 мм и 522 мм (второй и третий пролеты снизу соответственно). Широкополосная вибрация в указанных выше диапазонах была заменена виброэквивалентом на фиксированных частотах из этих диапазонов. Были выбраны частоты: 10 Гц (близкая к частоте стоячей акустической волны), 25 Гц (оборотная частота циркуляционного насоса), 45 Гц (собственная частота пролета 522 мм), 80 Гц (собственная частота пролета 394 мм).

По результатам испытаний для каждого сочетания «частота-амплитуда» определены средние по всем узлам контакта скорости износа (таблица 1). Значения средних скоростей износа для образцов твэлов потерявших устойчивость представляют из себя оценку снизу, так как невозможно точно определить момент в который произошла потеря устойчивости и реальные скорости износа могут быть выше.

Таблица 1. Средние значения глубин и скоростей износа образцов оболочек

СКЗ перемещений, мм	СКЗ ускорения, м/с^2	Частота колебаний, Гц	Длительность испытаний, ч	Средняя (максимальная) глубина износа по всем узлам контакта, мкм	Средняя скорость износа, мкм/ч
0,01	2,5	80	750	0	0
0,025	0,1	10	750	0	0
0,025	0,6	25	750	0	0
0,025	2,0	45	750	0	0
0,025	6,3	80	750	0	0
0,05	0,2	10	750	180 (326)	0,24
0,05	1,2	25	750	0	0
0,05	4,0	45	750	0	0
0,1	0,4	10	127	52 (238)	0,41
0,1	2,5	25	127	141 (290)	1,19
0,5	2,0	10	127	208 (323)	1,64
0,5	12,3	25	127	244 (306)	1,92

На рисунке 7 представлена зависимость средней скорости износа от СКЗ перемещения для частот 10 Гц и 25 Гц. По графику видно, что при СКЗ перемещений менее 25 мкм износа образцов нет. При СКЗ перемещений более 100 мкм находится область 100% износа. В диапазоне от 25 мкм до 100 мкм находится переходная область.

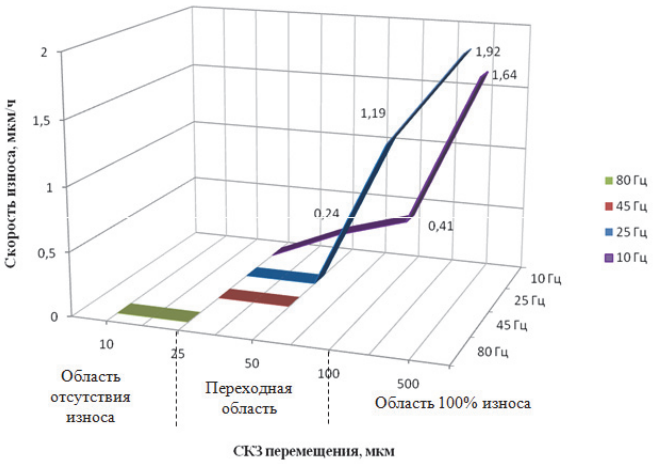


Рисунок 7. Зависимость скорости износа от СКЗ перемещения

На рисунке 8 представлена зависимость средней скорости износа от СКЗ ускорения в середине пролета.

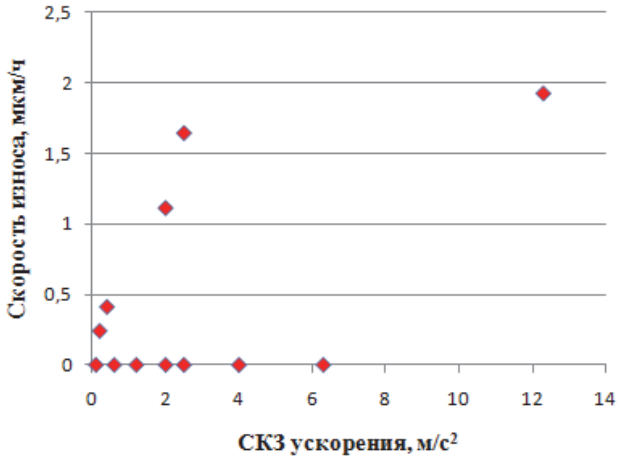


Рисунок 8. Зависимость скорости износа от СКЗ ускорения

Для теоретического описания процессов износа широко используется теория Арчарда [3,4], согласно которой скорость объемного износа описывается уравнением:

$$W = K \cdot \frac{F_N \cdot V_{тр}}{H_V}, \qquad (1)$$

где: W – скорость объемного износа;
К-коэффициент износа;
F_N - нормальная сила;
$V_{тр}$ – скорость в узле трения;

H_v - твердость по Бриннелю или Виккерсу более мягкого материала пары.

Скорость износа, исходя из (1), пропорциональна нормальной силе в узле трения и скорости трубки в узле трения. Допустим, что нормальная сила в дистанционирующих решетках пропорциональна перемещению в середине пролета и обратно пропорциональна кубу длины пролета, а скорость в узле трения примем пропорциональной произведению перемещения в середине пролета на частоту.

Так как в данной работе исследуются равные пролеты, скорость износа пропорциональна комплексу $x^2 \cdot f$,где x – амплитуда перемещения середины пролета; f – амплитуда скорости в середине пролета.

В рисунке 8 представлена зависимость средней скорости износа от комплекса $x^2 \cdot f$.Область неопределенности по наличию износа располагается в значениях комплекса $x^2 \cdot f$ от 0,016 до 0,25, что существенно шире, чем при оценке через величину перемещений.

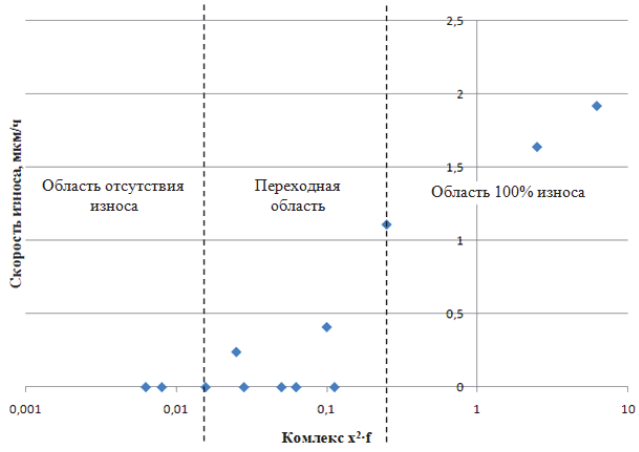


Рисунок 9. Зависимость скорости износа от комплекса $x^2 \cdot f$

Из приведенных выше зависимостей (рисунки 7-9) видно, что переходная область имеет наименьшую ширину на диаграмме «скорость износа – перемещение». Прослеживается зависимость скорости износа от комплекса $x^2 \cdot f$, однако переходная область при оценке по комплексу существенно шире, чем при оценке по величине перемещений. С ростом амплитуды ускорения середины пролета монотонного роста скорости износа не наблюдается.

Таким образом, из исследованных факторов наиболее влияющим на процесс изнашивания является виброперемещение середины пролета твэла, а влияющим в наименьшей степени - величина начального люфта твэла в узле контакта с ДР в диапазоне до 0,1 мм и ускорение середины пролета.

На основе значений перемещений середин пролетов моделей, на которых отсутствовал износ, построена граница области отсутствия износа. Принимая во внимание факт, что при испытаниях макета ТВС-КВАДРАТ на однокассетном стенде горячей обкатки колебания носили случайный характер и амплитудные значения перемещений отличаются от среднеквадратичных в 3,5 раза, а при испытаниях моделей возбуждение вибрации шло по синусоидальному закону и амплитудные значения отличаются от среднеквадратичных в 1,41 раза, сравнение уровней перемещения проведено как по среднеквадратичным значениям, так и по амплитудным.

Колебания твэлов (в пролетах АФР-ДР1 (394 мм) и ДР1-ДР2 (522 мм)), вызванные потоком теплоносителя, происходят на частотах, близких к собственным, и наблюдаются в диапазонах частот от 80 до 90 и от 45 до 60 Гц соответственно. В этих диапазонах соотношение сигнал/шум является приемлемым и позволяет корректно оценить уровень вибрации твэлов. В остальной части спектра уровень шума сопоставим с уровнем измеренного сигнала. В связи с этим кривая уровня вибраций на однокассетном стенде горячей обкатки на частотах ниже 20 Гц принята консервативно по интегральному уровню перемещений (СКЗ временного сигнала во все частотном диапазоне), а на частотах 45 Гц и 80 Гц приведена к частоте, так как основной вклад в интегральный уровень перемещений вносят шумы на низких частотах.

На рисунках 10-11 представлены граница области отсутствия износа и уровень вибраций твэлов макета ТВС-КВАДРАТ на однокассетном стенде горячей обкатки в среднеквадратичных и амплитудных значениях.

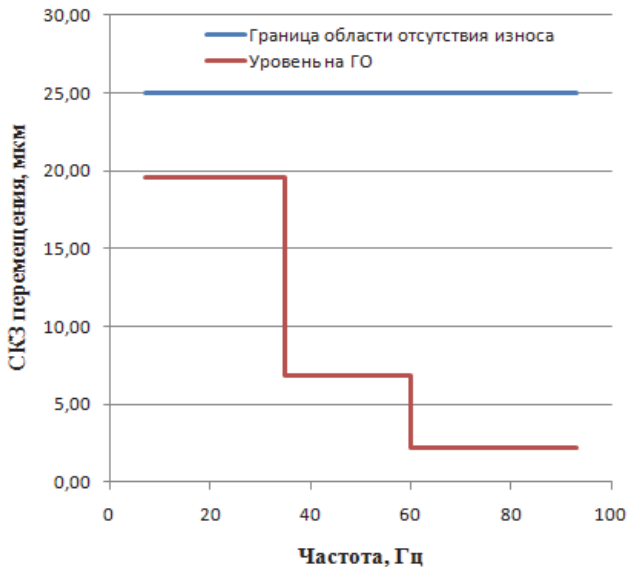


Рисунок 10. Диаграмма уровня вибраций твэлов и границы отсутствия износа (по СКЗ)

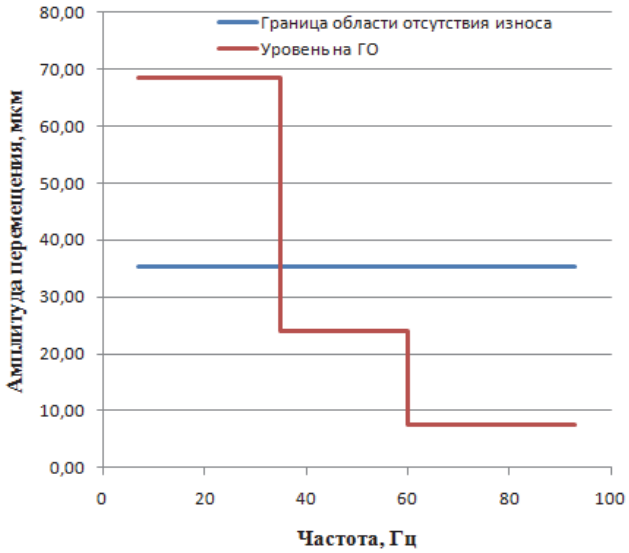


Рисунок 11. Диаграмма уровня вибраций твэлов и границы отсутствия износа (по амплитудным значениям)

В диапазонах частот 35-60 Гц и 60-200 Гц запас по уровню вибрации твэлов макета ТВС-КВАДРАТ на однокассетном стенде горячей обкатки до границы области отсутствия износа составляет 1,5 и 4,6 раза соответственно.

Для обоснования вибропрочности ТВС-КВАДРАТ в диапазоне менее 35 Гц необходимо уточнение данных об уровне гидродинамически возбуждаемой вибрации твэлов в этом диапазоне. Данная цель может быть достигнута путем применения измерительных каналов с уровнем шума порядка 0,01 м/с^2. По имеющемуся опыту измерений вибрации снижение уровня шума может быть достигнуто за счет применения пьезоэлектрических акселерометров.

4 Заключение

1. В рамках первого этапа работ по обоснованию вибропрочности выполнены исследования вибрации полномасштабного макета ТВС-КВАДРАТ в потоке теплоносителя с теплогидравлическими параметрами, близкими к параметрам нормальной эксплуатации реактора PWR.

Установлено, что вибрация твэлов ТВС-КВАДРАТ в потоке теплоносителя возбуждается в виде широкополосного шума, на детерминированных частотах, связанных с работой ГЦН (оборотной и кратных ей частотах), и на частотах, близких к собственным частотам пролетов твэлов.

Эксплуатационным фактором, влияющим на уровень вибрации твэлов, является расход теплоносителя. Влияния температуры, а также динамического давления теплоносителя, измеренного в районе стенок колонки и трубопроводов, не обнаружено.

Конструкционным фактором, влияющим на уровень вибрации твэлов, является длина пролета между ДР. В пролете длиной 216 мм СКЗ ускорений твэлов в среднем в 1,5 раза ниже, чем в пролетах длиной 394 и 522 мм.

2. В рамках второго этапа работ по обоснованию вибропрочности разработана методика испытаний и получены экспериментальных данные, необходимые для верификации и уточнения математической модели фреттинг-коррозии оболочек твэлов в контакте с ДР.

В диапазоне свыше 35 Гц запас по уровню виброперемещений твэлов макета ТВС-КВАДРАТ на стенде однокассетном стенде горячей обкатки до границы области отсутствия износа составляет минимум 1,5 раза.

Для обоснования вибропрочности твэлов к фреттинг-коррозии на частотах менее 35 Гц необходимо уточнение уровней вибрации твэлов полномасштабного макета ТВС-КВАДРАТ в потоке теплоносителя на однокассетном стенде горячей обкатки с использованием пьезоэлектрических внутритвэльных акселерометров.

Список использованных источников

[1] D. Dangouleme, V. Inozemtsev, K. Kamimura, J. Killeen, A. Kucuk, V. Novikov, V. Onufriev, M. Tayal. (2009) Preliminary results of the IAEA review on fuel failures in water cooled reactors. *Proceedings of Top Fuel 2009, Paris, France, September 6-10, 2009*

[2] Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. (2010) Прикладная трибология (трение, износ, смазка). *«Эко-Пресс», 2010, с. 454-461*

[3] F. Kreith Ed, (1998) CRC Handbook of Mechanical Engineering,.*CRC Press, 1998, p. 3-129.*

[4] Frick, T.M., Sobek, T.E. and Reavis, J.R. (1984) "Overview on the Development and Implementation of Methodologies to Compute Vibration and Wear of Steam Generator Tubes", *Symposium on Flow-Induced Vibrations: Vol. 3 Vibration in Heat Exchangers, ASME Special Publication, pp. 149-161.*

5 Обозначения и сокращения

АДФ	-	антидебризный фильтр
АВР	-	антивибрационная решетка
АФР	-	антифреттинговая дистанционирующая решетка
ВВЭР	-	водо-водяной энергетический реактор
ГО	-	горячая обкатка
ГЦН	-	главный циркуляционный насос
ДР	-	дистанционирующая решетка
СКЗ	-	среднеквадратичное значение
ТВС	-	тепловыделяющая сборка
ТВС-КВАДРАТ	-	тепловыделяющая сборка реактора PWR
твэл	-	тепловыделяющий элемент
PWR	-	Pressurized Water Reactor (реактор с водой под давлением)
a	-	ускорение, g
A	-	амплитуда ускорения, g
$\tilde{A}$	-	среднеквадратичное значение ускорения, g
f	-	частота, Гц
g	-	ускорение свободного падения, 9,81 м/с^2
K	-	коэффициент преобразования, В/g
P'	-	динамическое давление, Па
$\tilde{P}'$	-	среднеквадратичное значение динамического давления, Па
Q	-	расход, м^3/ч
t	-	время, с
T	-	температура, °С

EXPERIMENTAL STUDY OF VIBRATION AND FRETTING-WEAR OF FUEL RODS IN FA-K FUEL ASSEMBLY

Yury V. Egorov,
Victor V. Makarov,
Andrey A. Afanasiev,
Ivan V. Matvienoko

OKB HYDROPRESS
street Ordzhonikidze 21,
Podolsk, 142103, Russia
makarov@grpress.podolsk.ru

Fuel rod cladding fretting-wear under the spacer grids is one of the main causes for which the fuel rod claddings get damaged. The implementation of the zero failure concept states the tasks of improving the reliability of new fuel assembly designs, which includes fuel rod resistance to vibration provided there is no fretting-wear. In a general case to justify the vibration strength it is necessary to determine the limiting allowable vibration levels that do not cause fretting-wear, compare them with the level of fuel rod vibration that is created by coolant flow in the operational conditions and estimate the margin on the basis of the fuel rod vibration to the limiting level. The paper covers the results of the studies to justify the vibration strength of the Russian design of FA-K fuel assembly for PWR-900 reactor. The program of the studies consisted of two stages:

- *A study of the flow-induced fuel rod vibration in a full-scale FA dummy under themal-hydraulic parameters of coolant that are close to the parameters of normal operation of PWR reactor;*
- *Determination of the limiting parameters of fuel rod vibration by the results of long-time tests of the fuel rods of FA-K fuel assembly with power applied to induce the transverse vibration under the conditions of water chemistry of PWR.*

By the results of the first stage of the tests of a full-scale FA-K dummy the levels of fuel rod vibration were determined under the thermal-hydraulic parameters of coolant close to the standard ones for PWR reactor, the effect of the structural and process factors on the vibration level was determined.

At the second stage of the fuel rod dummy tests for fretting-wear the effect of the amplitude was determined as well as the frequency of fuel rod vibration and the value of the cladding-to-spacer grid cell gap on the depth of fuel rod cladding wear under standard coolant parameters, the estimation was made of the threshold values of the vibration-induced movement of the middle of the span which, when exceeded can lead to the development of the inadmissible cladding fretting-wear.

Key words: *fretting-wear, vibration, fuel Rods, FA, FA-K, wear-free area boundary.*

References

[1] D. Dangouleme, V. Inozemtsev, K. Kamimura, J. Killeen, A. Kucuk, V. Novikov, V. Onufriev, M. Tayal. (2009) Preliminary results of the IAEA review on fuel failures in water cooled reactors. *Proceedings of Top Fuel 2009, Paris, France, September 6-10, 2009*

[2] V.V. Makarov, (2007) “Experimental studies of fretting-corrosion of fuel rods in VVER fuel assemblies, abstract for PhD (engineering)

УДК 533.6

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЗАПОЛНЕНИЯ ЖИДКОСТЬЮ ПОЛОСТИ АГРЕГАТА

В.И. Санчугов,
В.М. Решетов,
С.В. Турусин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
vmresh@rambler.ru

В данной статье изложены основные результаты исследований течения жидкости на входе в газонаполненную полость, которые могут быть использованы для создания новых эффективных процессов очистки внутренних поверхностей непроточных агрегатов и гидроцилиндров. Исследования показали, что заполнение жидкостью полости определяется инерционностью подводящей магистрали, конструкцией пневмогидроаккумулятора и величиной объёма полости заполняемого агрегата. При этом достигаемое время заполнения полости изменялось от 0,5 до 1,5 с., а скорости течения жидкости на входе в полость достигают от 150 до 200 м/с, что значительно (в 8-10 раз) превышают скорости течения жидкости на рабочих режимах работы гидравлического привода.

***Ключевые слова**: динамика, заполнение полости, очистка, промывка, гидроагрегат, гидроцилиндр, газожидкостная очистка*

1 Введение

Существующие методы и схемы очистки агрегатов с использованием пульсирующего потока жидкости [1, 2], с введением в жидкость газовой фазы с различными режимами [3] не дают новых качественных результатов обеспечения чистоты.

Процессы очистки агрегатов с использованием пульсирующего потока жидкости вызывают интенсивное нагружение агрегата колебаниями давления жидкости. А процессы газожидкостной очистки не дают высоких значений эффективности процесса очистки. Поэтому поиск и создание новых технологий очистки является актуальным.

В данной статье изложены основные результаты исследований течения жидкости на входе в газонаполненную полость, которые могут быть использованы для создания новых эффективных процессов очистки внутренних поверхностей непроточных агрегатов и гидроцилиндров.

2 Описание экспериментальной установки

Принципиальная гидравлическая схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1.

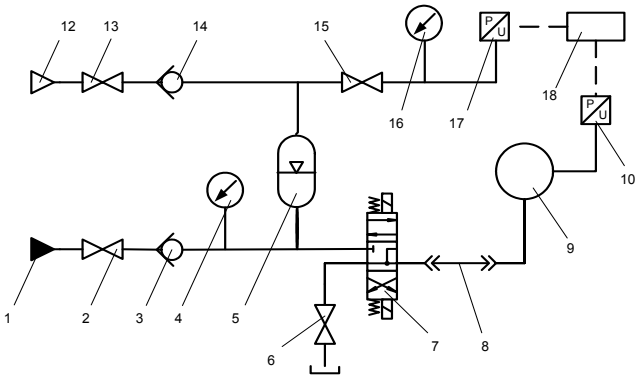


Рисунок 1. Принципиальная схема экспериментальной установки:
1 – магистраль подачи жидкости; 2, 6, 13, 14 – вентили; 3, 14 – обратные клапаны; 4 – манометр гидравлической линии; 5 – блок пневмогидоаккумуляторов; 7 – быстродействующий гидрораспределитель; 8 – соединительный трубопровод; 9 – полость агрегата, 10, 17 – датчики давления; 12 – магистраль подачи воздуха; 16 – манометр пневматической линии; 18 – регистратор.

Схема включает в себя:

– пневмогидроаккумуляторы;

– электрогидравлический распределитель;

– корпус модели агрегата;

– соединительные трубопроводы;

– манометры визуальной фиксации давления в газовых полостях ПГА (и в гидравлических полостях ПГА);

– насосную станцию;

Магистраль подачи жидкости в полость

агрегата выполнялась из трубопровода d_y=10 мм и длиной ℓ=500 мм (включая длины соединительных штуцеров и переходников).

В качестве измерительного комплекса использовалась аппаратура компании Hydac, в состав которой входят:

– датчики давления HDA 4748-H-0400-000;

– портативный регистратор данных HMG-3000;

– персональный компьютер с программным обеспечением Hydac.

Для выполнения экспериментов была изготовлена установка в виде металлического каркаса, на котором размещалось оборудование в соответствии с принципиальной схемой, приведённой на рисунке 1.

Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 2.

Блок пневмогидроаккумуляторов представлен на рисунке 3.



Рисунок 2. Общий вид экспериментальной установки



Рисунок 3. Блок пневмогидроаккумуляторов экспериментальной установки

4 Цель, методика, объем и режимы испытаний

Целью испытаний является получение экспериментальных данных для оценки режима течения жидкости на входе в полость гидроагрегата.

Эксперименты проводились сериями при различных значениях давления зарядки воздушных и гидравлических полостей пневмогидроаккумулятора.

На рисунках 4 и 5 представлены осциллограммы изменения давления в полости агрегата при давлении зарядки воздухом 3 и 2,3 МПа и давлении жидкости в линии подачи 5 МПа.

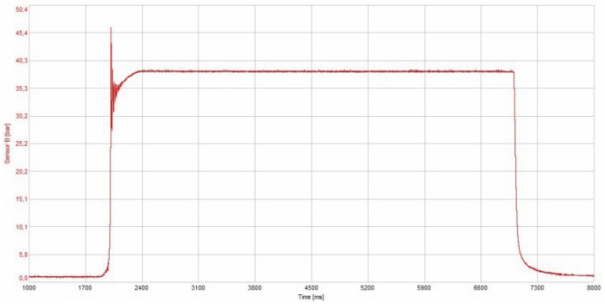


Рисунок 4. Изменение давления в полости агрегата объёмом $0{,}54*10^{-3}$м^3 при подаче и сбросе жидкости на слив (давление зарядки воздухом 3 МПа, давление жидкости в линии подачи 5 МПа)

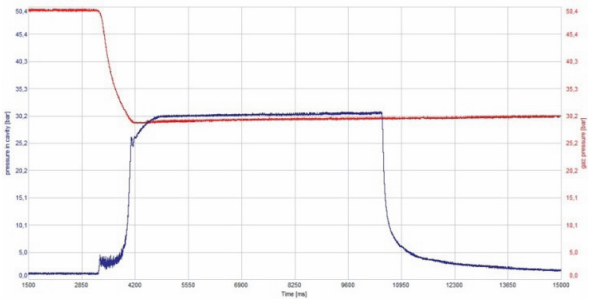


Рисунок 5. Изменение давления в полости агрегата объёмом $2*10^{-3}$м^3 и газовой полости ПГА при подаче и сбросе жидкости на слив (давление зарядки воздухом 2,3 МПа, давление жидкости в линии подачи 5 МПа)

5 Полученные результаты

– Заполнение полости определяется инерционностью подводящей магистрали от пневмогидроаккумулятора до входа в полость агрегата, конструкции ПГА и величины объёма полости заполняемого

агрегата.

- Достигаемое время заполнения полости изменялось от 0,5 до 1,5 с.
- Дальнейшая обработка осциллограмм показала, что скорости течения жидкости на входе в полость достигают от 150 до 200 м/с, что значительно (в 8-10 раз) превышают скорости течения жидкости на рабочих режимах работы гидравлического привода.

5 Заключение

Проведённые исследования подтвердили реальную возможность создания новых весьма эффективных процессов очистки внутренних поверхностей непроточных агрегатов и гидроцилиндров.

Список использованных источников

[1] Санчугов, В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов. Учебное пособие [Текст] / В.И. Санчугов. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. – 96

[2] ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей. Введ. 2008-03-01. - М.: Стандартинформ, 2007. - 18 с.

[3] Тимиркеев, Р.Г., Сапожников, В.М. Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1986. - 152 с.

EXPERIMENTAL RESEARCH DYNAMICS OF GAS-LIQUID CLEANING UNITS OF HYDROFUEL SYSTEMS

Valery I. Sanchugov,
Victor M. Reshetov,
Sergey V. Turusin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
vmresh@rambler.ru

In this article the main results of researches of a current of liquid on an entrance to a gas-filled cavity which can be used for creation of new effective processes of cleaning of internal surfaces of landlocked units and hydraulic cylinders are stated. Researches showed that filling with liquid of a cavity is defined by a lag effect of the bringing highway, a design of the pneumohydroaccumulator and size of volume of a cavity of the filled unit. Thus the reached time of filling of a cavity changed from 0,5 to 1,5 seconds, and speeds of a current of liquid on an entrance to a cavity reach from 150 to 200 m/s that considerably (at 8-10 times) exceed speeds of a current of liquid on operating modes of operation of the hydraulic drive.

Key words: *dynamics, filling of a cavity, cleaning, washing, hydrounit, hydraulic cylinder, gas-liquid cleaning*.

References

[1] Sanchugov, V. I. (2003) Tehnologicheskie osnovi dinamicheskih ispitanij i otrabotki ubdrosistem i agregatov [Technological bases of dynamic tests and working off of hydraulic systems and units]. Manual [Text] / V. I. Sanchugov. - Samara: Samara Russian Academy of Sciences scientific center. (in Russian)

[2] GOST 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей. Chistota promishlennaya. Metod ochistki gidrodinamicheskij gazovih i gidkostnih system mashin i mehanizmov ot zagryaznenij [Purity industrial. A cleaning method hydrodynamic gas and liquid systems of cars and mechanisms from pollutants]. Vved. 2008-03-01. - M.: Standartinform, 2007. (in Russian).

[3] Timirkeev, R.G., Sapognikov, V. M. (1986) Сапожников, В.М. Promishlennaij chistota I tonkaya filtraciya rabochih gidkosteij letatel'nih apparatov [Industrial purity and thin filtration of working liquids of aircraft]. - M.: Mechanical engineering. (in Russian).

УДК 621.8.026.6

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АМОРТИЗАТОРА ШАССИ ВЕРТОЛЁТА С АВТОМАТИЧЕСКИМ ОПРЕДЕЛЕНИЕМ СКОРОСТНО-СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

А.Г. Гимадиев,
М.С. Гаспаров,
Д.М. Стадник,
П.И. Грешняков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
443086, Россия, г. Самара,
gimadiev_ag@mail.ru

Приведено описание разработанного гидравлического стенда для испытания амортизатора - подъёмника (АП) основной опоры шасси вертолёта с автоматическим определением скоростно-силовой характеристики. Изложена методика расчёта параметров имитатора объекта испытаний со скоростно-силовой характеристикой, соответствующей АП. Разработаны математические модели компонентов гидравлического стенда и системы управления с ПИД – регулятором. Составлена виртуальная модель САУ гидропривода стенда с применением программных пакетов MATLAB/SIMULINK и AMESim, реализована оптимизация коэффициентов ПИД – регулятора. Дан анализ динамических характеристик системы управления нагрузкой амортизатора-подъёмника с обратной связью по скорости с учётом реализуемой силы, действующей на шток гидроцилиндра амортизатора.

***Ключевые слова**: Амортизатор шасси, гидроцилиндр, пропорциональный распределитель, ПИД-регулятор, оптимизация*

1 Введение

Важной задачей при разработке, испытании и эксплуатации амортизаторов шасси летательных аппаратов (рисунок 1) является правильный выбор их параметров.

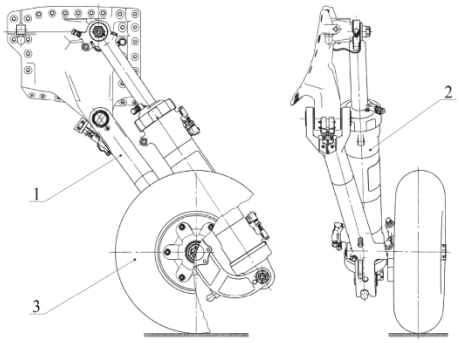


Рисунок 1. Конструктивная схема основной опоры шасси вертолёта:
1 - рычаг; 2 жидкостно-газовый амортизатор;
3 - тормозное колесо

Первые работы по выбору параметров газо-жидкостных амортизаторов были опубликованы Агладзе Г. Ветчинкиным В.П. [2], Белоусом А.А. [3]. Математические модели амортизационных стоек были разработаны в работах Дмитриева М.В. [4]. Расчет двухкамерных газо-жидкостных амортизаторов приведен в работе Мелик-Заде Н.А.[5], Подружина Е.Г. [6]. Вопросы моделирования динамического обжатия основной опоры шасси вертолета рассмотрены в работах Загидулина А.Р. [7] и других авторов [8-10].

Разработка стендового оборудования приведена в работе [11].

Для учета конструктивных параметров, влияющих на работу двухкамерных амортизаторов (рисунок 2), в указанных публикациях разрабатываются их математические модели в виде системы дифференциальных уравнений.

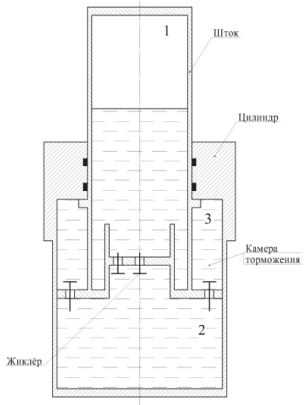


Рисунок 2. Гидравлическая схема штатного амортизатора-подъёмника основной опоры шасси:
1 - газовая камера; 2, 3 - жидкостные камеры

Параллельно работающие камеры описываются двумя уравнениями первого порядка, учитывающими скорость изменения давления в камерах. Общая система дифференциальных уравнений амортизационной стойки с соответствующими граничными условиями решается численными методами. При

этом используются пакеты программ MSC.Adams [7].

Однако современные программные пакеты MATLAB/Simulink, AMESim [12] предоставляют возможность моделировать гидравлические процессы в амортизаторах опор шасси с учётом множества действующих факторов и построить их скоростно-силовую характеристику с определением потерь энергии и выбрать параметры дросселирующих элементов.

Несмотря на то, что теоретически можно задать гидравлические сопротивления дросселирующих элементов в пределах погрешности 10...15 %, часто требуется экспериментальное их определение, причём на натурном образце амортизатора-подъемника. В связи с этим возникает необходимость в разработке стендового оборудования для испытания АП шасси с автоматическим заданием и определением скоростно-силовой его характеристики.

2 Разработка стенда

При разработке стенда учитывалась необходимость задания давления и расхода рабочей среды в основных магистралях, достаточных для проведения испытания АП. Основным требованием при испытании АП является возможность реализации требуемой его скоростно-силовой характеристики, например, представленной на рисунке 3.

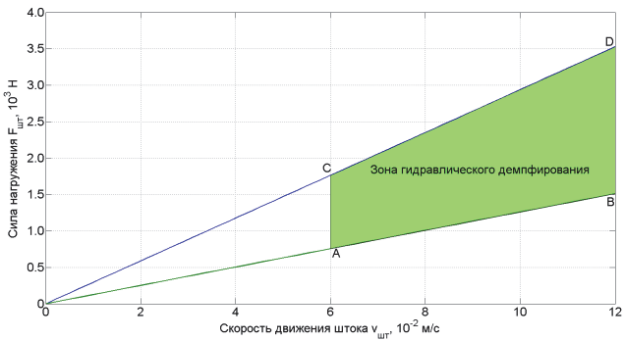


Рисунок 3. Зависимость требуемой силы нагрузки штока гидроцилиндра амортизатора от скорости его движения при испытании на гидравлическом стенде

Для отработки стенда, на котором можно реализовать требуемую характеристику АП (см. рисунок 3) достаточно подключить к нему объект испытания в виде имитатора АП (ИАП), который легко выполнить на основе гидроцилиндра с двусторонним штоком (рисунок 4). Параметры ИАП приняты соответствующими для реализации скоростно-силовой характеристики АП.

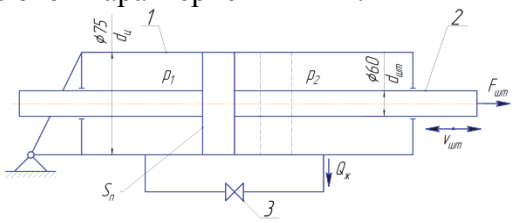


Рисунок 4. Гидравлическая схема имитатора амортизатора-подъемника основной опоры шасси: 1 - цилиндр; 2 - шток; 3 - дросселирующий элемент в виде жиклера с диаметром $d_ж$

На рисунке 5 приведена гидравлическая схема стендового оборудования, в котором использованы стандартные элементы, скомплектованные в соответствии с техническим заданием.

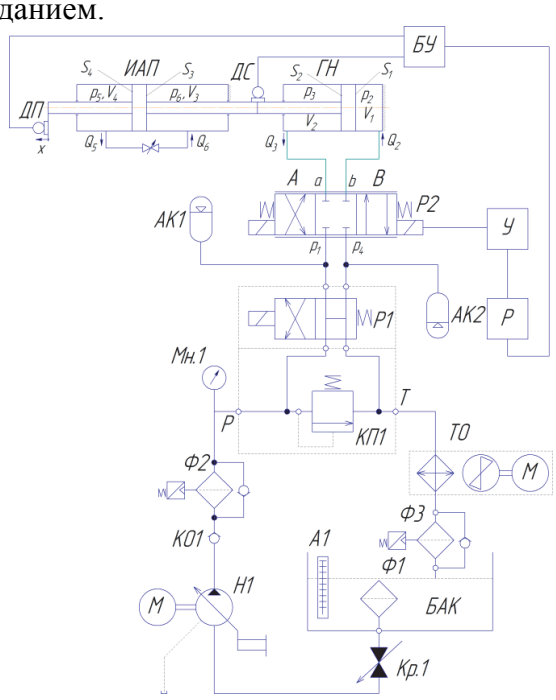


Рисунок 5. Гидравлическая схема стенда для испытаний амортизатора-подъёмника передней опоры шасси:
М - электродвигатель; Н1 - насос; К01 - обратный клапан; Ф1, Ф2, Ф3 - фильтр; Мн.1 - манометр; Р1 - дискретный распределитель; Р2 - пропорциональный гидравлический распределитель (MOOG D633); АК1, АК2 - гидроаккумулятор; КП1 - клапан предохранительный; ТО - теплообменник; А1 - уровнемер; ГН - нагрузочный гидроцилиндр; ИАП - имитатор амортизатора - подъёмника; ДС - датчик силы; ДП - датчик положения

При испытании эффективности гидравлического амортизатора важным является точность воспроизведения контролируемого па-

раметра и реакция объекта испытания. Поэтому возникает необходимость в применении системы автоматического управления (САУ) (рисунок 6), динамические свойства которой удовлетворяют определённым требованиям.

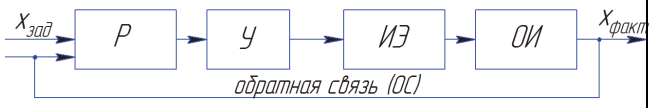


Рисунок 6 - Функциональная схема САУ стенда для испытаний гидравлического амортизатора: Р - автоматический регулятор; У - электронный усилитель с пропорциональным гидрораспределителем; ИЭ - исполнительный элемент (гидроцилиндр нагрузки); ОИ - объект испытаний (испытуемый гидравлический амортизатор); $x_{зад}$, $x_{факт}$- заданное и фактическое значения контролируемого или регулируемого параметров

В качестве контролируемого или регулируемого параметра САУ могут быть: перемещение штока - $x_{шт}$, которое будет нарастать в соответствии с заданным $(x_{шт})_{зад} = A_{\dot{x}} \cdot t$. При этом скорость движения штока $\dot{x}_{шт}(t)$ будет постоянной величиной, определяемой $A_{\dot{x}}$. Такое воздействие рекомендуется, если необходимо определить силу нагрузки для конкретной скорости движения штока $A_{\dot{x}}$. Изменяя каждый раз $A_{\dot{x}}$, можно определить ряд точек на скоростно-силовой характеристике амортизатора (см. рисунок 3).

Если необходимо реализовать скорость, растущую по линейному закону для контроля заданной техническими требованиями к изделию скоростно-силовой характеристики на рисунке 3 во всей её области, нужно задающую функцию представить в виде $(\dot{x}_{шт})_{зад} = (A_{\dot{x}} \cdot t) \cdot t$.

Указанные задающие воздействия соответствуют реальным условиям при эксплуатации амортизатора, хотя в принципе в САУ могут задаваться и другие виды функций относительно скорости движения штока амортизатора, например в виде ступенчатой функции $\dot{x}(t)_{зад} = A_{\dot{x}}[1(t)]$, либо в виде нарастающей величины $\dot{x}(t)_{зад} = A_{\dot{x}} \cdot t$.

Для того, чтобы выбрать параметры ИАП, соответствующие скоростно-силовой характеристике АП (см. рисунок 3) необходимо разработать его математическую модель и провести расчёты.

При равномерном движении поршня со штоком жидкость протекает через дроссель с расходом $Q_ж$, равным

$$Q_{ж} = S_n \cdot \frac{dx_{шт}}{dt}, \qquad (1)$$

где S_n - площадь торца поршня, равная $S_n = \pi \cdot (d_ц^2 - d_{шт}^2)/4$; $x_{шт}$ - координата поршня; $d_ц$ - диаметр цилиндра; $d_{шт}$ - диаметр штока; t - время.

Для случая равномерного движения поршня со штоком перепад давления, возникающий на демпфирующем жиклёре, будет определяться из выражения

$$Q_{ж} = \mu_{ж} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ж}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}$$

или

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_{ж}^2}{\mu_{ж}^2 \cdot \pi^2 \cdot d_{ж}^4}, \qquad (2)$$

где $\mu_{ж}$ - коэффициент расхода жиклера; $d_{ж}$ - диаметр проходного сечения жиклера; ρ - плотность рабочей среды; p_1, p_2 - давления в левой и правой полостях цилиндра.

Скорость движения поршня со штоком $v_{шт}$ связана с расходом $Q_{ж}$ зависимостью

$$Q_{ж} = S_n \cdot v_{шт}, \qquad (3)$$

а сила, необходимая для перемещения поршня со штоком по формуле

$$F_{шт} = S_n \cdot (p_1 - p_2). \qquad (4)$$

Из преобразований равенств (2) - (4) с учетом выражения для S_n получим

$$F_{шт} = \frac{8 \cdot \rho \cdot S_n^3}{\mu_{ж}^2 \cdot \pi^2 \cdot d_{ж}^4} \cdot v_{шт}^2. \qquad (5)$$

Из равенства (5) можно определить требуемый диаметр жиклера для того, чтобы «попасть» в зону гидравлического демпфирования скоростно-силовой характеристики ИАП

$$d_{ж} = \left[\frac{8 \cdot \rho \cdot S_{п}^{3}}{\pi^{2} \cdot \mu_{ж}^{2} \cdot F_{шт}} \cdot v_{шт}^{2} \right]^{\frac{1}{4}}. \qquad (6)$$

По изложенной методике определены диаметры жиклеров (см. формулу (6)) для точек A, B, C и D скоростно-силовой характеристике АП: $d_{ж}^{(A)} = 1,33$ мм; $d_{ж}^{(B)} = 1,58$ мм; $d_{ж}^{(C)} = 1,08$ мм; $d_{ж}^{(D)} = 1,28$ мм.

Диаметры жиклеров для точек A и B, C и D - отличаются, так как на рисунке 3 представлены зависимости из учета линейности дроссельной характеристик жиклера, а в расчетах принята реальная квадратичная зависимость гидравлических потерь. Так как при испытании предполагается, что во всём диапазоне скоростей штока гидроцилиндра будет один и тот же диаметр жиклёра, то усилия нагрузки в точках А и Б или С и Д не будут соответствовать графику на рисунке 1. Поэтому в процессе моделирования динамических процессов в САУ были приняты диаметры жиклёров, определённые как средние значения, соответствующие точкам A, B и C, D, то есть $d_{ж}^{(A,B)} = 1,46$ мм; $d_{ж}^{(C,D)} = 1,18$ мм. При этом сила нагрузки в точке А будет меньше, а в точке Б больше относительно данных на рисунке 3. Аналогичные расхождения будут относительно точек C и D.

Максимальная потребляемая мощность гидроцилиндра объекта испытаний, рассчитанная с использованием приведенных формул равна 4,23 кВт. Если учесть КПД пропорционального распределителя жидкости, принятый ~0.5, то можно выбрать насосную станцию мощностью 8.5 кВт. При этом необходимо иметь в виду, что насосная станция будет обеспечивать на максимальном режиме расход 11,4 л/мин при давлении 22,2 МПа. Если предположить, что на входе в пропорциональный распределитель установлен пневмогидроаккумулятор, то обеспечение требуемого расхода для насосной станции не является критичным.

3 Разработка математической модели компонентов стенда

Уравнения баланса расходов для полостей нагрузочного гидроцилиндра и ИАП записываются в виде:

$$\frac{V_{1}}{\rho \cdot c^{2}} \cdot \frac{dp_{2}}{dt} + S_{1} \cdot \frac{dx}{dt} - Q_{2} = 0, \qquad (7)$$

$$\frac{V_{2}}{\rho \cdot c^{2}} \cdot \frac{dp_{3}}{dt} - S_{2} \cdot \frac{dx}{dt} + Q_{3} = 0, \qquad (8)$$

$$\frac{V_{4}}{\rho \cdot c^{2}} \cdot \frac{dp_{5}}{dt} - S_{4} \cdot \frac{dx}{dt} + Q_{5} = 0, \qquad (9)$$

$$\frac{V_{3}}{\rho \cdot c^{2}} \cdot \frac{dp_{6}}{dt} + S_{3} \cdot \frac{dx}{dt} - Q_{6} = 0, \qquad (10)$$

где ρ - плотность рабочего тела; c - скорость звука в рабочей среде; V_1, V_2, V_3, V_4 - объемы полостей гидроцилиндров (см. рисунок 4); p_2, p_3, p_5, p_6 - давления в полостях гидроцилиндров; S_1, S_2, S_3, S_4 - площади приложения сил давления в полостях гидроцилиндров; $\frac{dx}{dt}$ - скорость движения штока; Q_2 - объемный расход жидкости, поступающей в поршневую полость ГН; Q_3 - объемный расход жидкости, вытекающей из штоковой полости ГН; Q_5, Q_6 - объемные расходы жидкости, связывающие полости ИАП, причём $Q_5 = Q_6$.

Объемный расход через жиклер ИАП определяется выражением:

$$Q_{5} = \mu_{др} \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{5} - p_{6})}, \qquad (11)$$

где $\mu_{др}$ - коэффициент объемного расхода жиклера ИАП; $S_{др}$ - площадь проходного сечения жиклера.

Уравнение равновесия поршня в случае прямого хода, как динамического звена с со-

средоточенными параметрами m_{Σ}, λ_{mp} представим в виде:

$$m_{\Sigma} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{dx}{dt} = p_2 \cdot S_1 - p_3 \cdot S_2 - p_5 \cdot S_4 + p_6 \cdot S_3, \quad (12)$$

где m_{Σ} - приведенная масса подвижных частей ГН и ИАП; λ_{mp} - коэффициент вязкого трения.

Нагрузка гидроцилиндра ИАП при моделировании динамических процессов рассчитывается по формуле

$$F = P_2 \cdot S_1 - P_3 \cdot S_2 - \lambda_{mp} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (13)$$

при движении в прямом направлении и

$$F = P_3 \cdot S_2 - P_2 \cdot S_1 - \lambda_{mp} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (14)$$

при движении в обратном направлении. Предполагая, что датчики давления и силы не инерционные, можно по данным расчёта F и $\frac{dx}{dt}$ построить скоростно-силовую характеристику (см. рисунок 3).

Математическую модель трубопроводов, соединяющих нагрузочный гидроцилиндр ГН и пропорциональный электрогидравлический распределитель Р2 можно выразить в матричном виде

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \left\| A_{н} \right\| \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

- для напорного трубопровода;

$$\begin{bmatrix} P_4 \\ Q_4 \end{bmatrix} = \left\| A_{сл} \right\| \begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

- для сливного трубопровода, где $\left\| A_{н} \right\|$, $\left\| A_{сл} \right\|$ - матрицы коэффициентов передачи соответствующих трубопроводов.

Передаточная функция регулятора, представляющая собой отношение регулирующего воздействия к отклонению регулируемого параметра в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях, имеет вид:

$$W_p(s) = K + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d \cdot s}{T_k \cdot s + 1}, \quad (17)$$

где K - коэффициент по пропорциональной составляющей; T_i - постоянная времени по интегральной составляющей; T_d - постоянная времени по дифференциальной составляющей, $T_k \le 0.01$ - корректирующая постоянная времени, позволяющая реализовать в процессе моделирования дифференциальную составляющую.

4 Методы исследования

Решение системы дифференциальных уравнений (7)-(17) и моделирование системы регулирования скорости движения нагрузочной системы осуществлялось в программных пакетах MATLAB/Simulink и AMESim [12]. Применение этих пакетов позволяет моделировать динамические процессы в амортизаторах опор шасси с учетом действующих факторов и построить их скоростно-силовую характеристику.

В процессе моделирования была получена скоростная характеристика, показанная на рисунке 7.

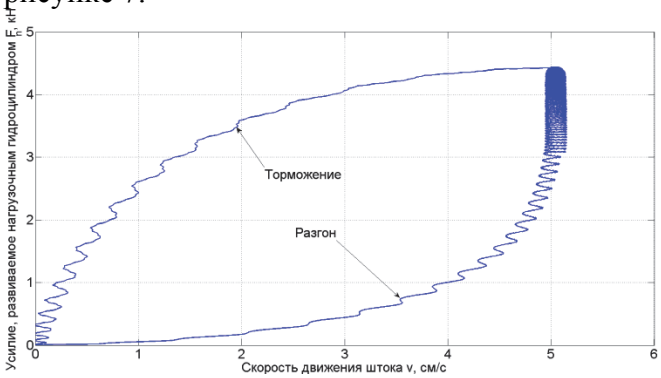


Рисунок 7. Скоростно-силовая характеристика нагрузочного гидроцилиндра при диаметре жиклера dж=1,4 мм и вычисленных коэффициентах ПИД - регулятора

Для поиска оптимальных коэффициентов регулятора, обеспечивающих заданные ограничения на переходный процесс, применялись методы поиска коэффициентов Зиглера-Никольса, а также аппарат оптимиза-

ции заложенный в программный пакет Matlab/Simulink Design Optimisation Tool [12].

При выборе ограничений важно не сделать их столь жёсткими, что для их удовлетворения не существовало бы коэффициентов. В результате поиска оптимального решения с помощью аппарата оптимизации Matlab были получены коэффициенты регулятора P=1.6611, I=66.7280. Также коэффициенты регулятора подбирались методом Зиглера-Никольса (P=1.5, I=333). Сравнение результатов приведёных двух методов показано на рисунках 8,9.

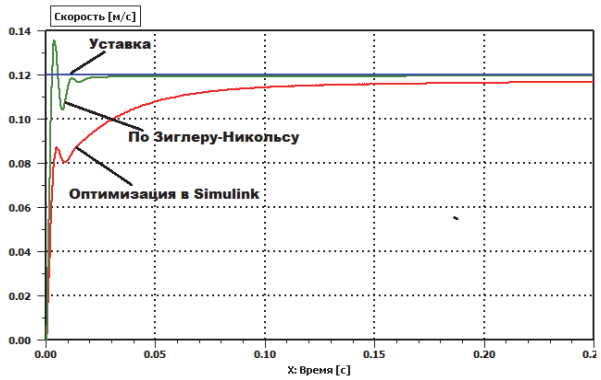


Рисунок 8. Переходные процессы в САУ при ступенчатом задании скорости движения штока амортизатора при диаметре жиклёра 1,1 мм

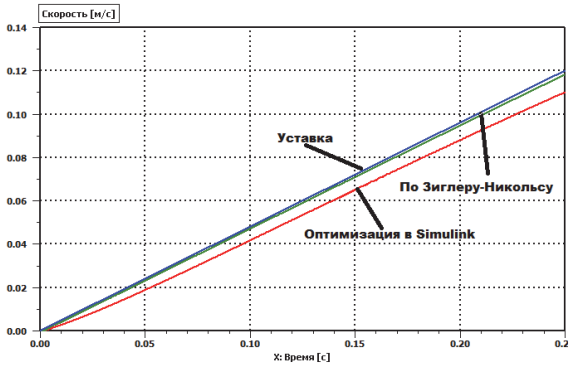


Рисунок 9.Переходные процессы в САУ при нарастании по времени скорости движения штока амортизатора при диаметре жиклёра 1,1 мм

После настройки регулятора были получены скоростно-силовые характеристики для ИАП с различными диаметрами жиклёров (рисунок 10).

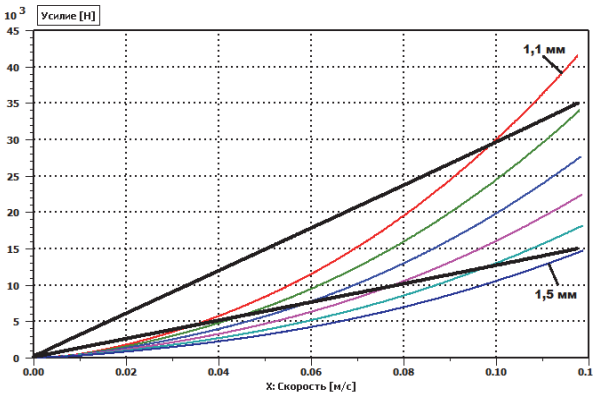


Рисунок 10. Скоростно-силовая характеристика амортизатора, полученная в результате моделирования САУ с ПИД-регулятором с коэффциантами P=1,5 I=333, D=0 при различных диаметрах жиклёра ИАП

Из анализа графиков на рисунке 10 ясно, что требуемые скоростно-силовые характеристики АП будут реализованы на стенде.

При выбранных таким образом параметрах стендового оборудования и САУ с ПИД -регулятором есть уверенность в том, что на стенде можно провести испытания реального амортизатора-подъёмника и определить его скоростно-силовую характеристику. По результатам этих испытаний можно уточнять диаметры жиклёров амортизатора, при которых реализуются требуемые его характеристики.

5 Заключение

Проведенные исследования позволили: разработать стендовое оборудование для испытания амортизатора-подъёмника шасси вертолёта; выбрать параметры стенда на основе разработанной модели автоматической системы нагружения амортизатора-подъёмника; провести исследования по определению скоростно-силовых характеристик имитатора амортизатора-подъёмника шасси.

Получены оптимальные коэффициенты ПИД-регулятора для реализации требуемого качества переходных процессов во время испытаний амортизатора на стенде.

Список использованных источников

[1] Агладзе, Г. Конструирование и расчет масляных амортизаторов шасси самолетов [Текст] / Г. Агладзе // Технические заметки ЦАГИ. - М.: БНИИ ЦАГИ, 1935. - №59. - 47 с.

[2] Ветчинкин, В.П. Материалы по расчету и проектированию упруго-гидравлической амортизации шасси самолета [Текст] / В.П. Ветчинкин // Труды ЦАГИ. - М.: БНТ ЦАГИ, 1946, - №592. - 104 с.

[3] Белоус, А.А. Методы расчета масляно-пневматической амортизации [Текст] / А.А. Белоус // Труды ЦАГИ. - М.: БНТ ЦАГИ, 1947. - Вып. 622. - 104 с.

[4] Дмитриев, М.В. Расчет амортизации шасси с рычажной подвеской колес [Текст] / М.В. Дмитриев // Труды ЦАГИ. - М.: БНТ ЦАГИ, 1971. - Вып. 1394. - 48 с.

[5] Мелик-заде, Н.А. Работа двухкамерного гидравлического амортизатора [Текст] / Н.А. Мелик - Заде // Машиноведение. - М., 1971. - №2. - С. 44-50.

[6] Подружин, Е.Г. Расчет жидкостно-газовой амортизации шасси самолета[Текст] / Е.Г. Подружин. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. - 63 с.

[7] Загидулин, А.Р. Моделирование динамического обжатия основной опоры шасси вертолета[Текст] / А.Р. Загидулин, Е.Г. Подружин // Электронный журнал "Труды МАИ", 2013. - Вып. 71. - 22 с. 10

[8] Auen, R.R. Hydromechanical Dynamics of Aircraft Lauding Gear // J. of Fluid Control. - 1981. - Vol. 13. - №4. - p. 57-78.

[9] Wahi Mahinder, K. Oleopneumatic shock strut dynamic analysis and its real-time simulations // J. Aircraft, 1976. - 13. №4 - p.303-308.

[10] Sanada, K., Richards, C. W., Longmore, D. K., Johnston, D. N. and Burrows, C. R. . Practical requirements for modelling the dynamics of hydraulic pipelines.// 2nd JHPS International Symposium on Fluid Power - 1993.

[11] Шорин, В.П. Стендовое оборудование для исследования гидропривода с дискретным регулятором потока жидкости [Текст] / В.П. Шорин, В.Я. Свербилов, А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, В.Н. Илюхин, Д.М. Стадник // Вестник СГАУ. - № 1(39). - С. 168-177.

[12] C.W. Richards, M. Alirand, Imagine: "A Concurrent Engineering Approach for Fluid Power Control System Design Using AMESim and Matlab/Simulink", Matlab meeting, Dec. 10, 1996, Paris.

MODELLING CONTROL SYSTEMS OF CHASSIS SHOCK ABSORBER LOAD BENCH

Asgat G.Gimadiev,
Markar S. Gasparov,
Dmitry M. Stadnik,
Pavel I. Greshnyakov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
gimadiev_ag@mail.ru

The paper describes the developed hydraulic test bench for testing shock absorbers of main landing gear of the helicopter with automatic speed-power characteristics measurement system. The method of calculating the parameters of the simulated test object with speed-power characteristic corresponding to the shock absorbers was listened. The mathematical model of the hydraulic components of the stand and the control system with PID – controller is described. Compiled virtual model of ACS of hydraulic drive stand using software packages MATLAB / SIMULINK and AMESim. Implemented optimization coefficients of PID - controller. The dynamic characteristics of the system load control damper with speed feedback was analyzed.

Key words: *Shock absorber of chassis, hydraulic cylinder, proportional valve, PID control, optimization*

References

[1] Agaladze G. (1935) Konstruirovanie i raschet maslyannih amortizatorov shassi [Design and calculation of aircraft landing gear oily shock absorbers] // *Tehnicheskie zametki TcAGI [J. Technical Notes of CAHI]*, 1935. - №59. (in Russian).

[2] Vetchinkin V.P. (1946) Materialy po raschetu i hroektirovaniu uprugo-gidravlicheskoi amortizacii shassi [Materials on the calculation and design of elastic-damping hydraulic landing gear]// Trudi *TcAGI [Proceedings of CAHI]*, 1946, - №592. (in Russian).

[3] Dmitriev M.V. (1971) Raschet amortizacii shassi s richagnoi podveskoi koles [Damping calculation of chassis with lever wheel suspension]// *Trudi TcAGI [Proceedings of CAHI]*, 1971. - № 1394. (in Russian).

[4] Shorin V.P., Sverbilov V.Ya., Gimadiev A.G. Greshnyakov P.I., Ilukhin V.N., Stadnik D.M. (2013) Stendovoe oborudovanie dlya issledovaniva gidroprivoda s diskretnim regulyatorom potoka gidkosti [Test bench equipment for the study of the hydraulic drive with discrete fluid control unit].// *Vestnik SGAU* [*Herald of SSAU*]. - № 1(39). - pp. 168-177. (in Russian).

[5] C.W. Richards, M. Alirand, Imagine: "A Concurrent Engineering Approach for Fluid Power Control System Design Using AMESim and Matlab/Simulink", Matlab meeting, Dec. 10, 1996, Paris

[6] Auen R.R. Hydromechanical Dynamics of Aircraft Lauding Gear // J. of Fluid COntrol. - 1981. - Vol. 13. - №4. - p. 57-78.

[7] Wahi Mahinder K. Oleopneumatic shock strut dynamic analysis and its real-time simulations // J. Aircraft, 1976. - 13. №4 - p.303-308.

[8] Sanada, K., Richards, C. W., Longmore, D. K., Johnston, D. N. and Burrows, C. R., (1993). Practical requirements for modelling the dynamics of hydraulic pipelines. In: 2nd JHPS International Symposium on Fluid Power, 1993-09-01, Japan.

A DESIGN SOLUTION FOR EFFICIENT AND COMPACT ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATORS

Gabriele Altare
Andrea Vacca

Maha Fluid Power Research Center
Purdue University
1500 Kepner Drive, 47905, Lafayette, IN, USA
galtare@purdue.edu
avacca@purdue.edu

This paper presents and describes an innovative design solution for a compact Electro-Hydraulic Actuator (EHA). Although the current trend in many mobile applications is towards the use of Electro Mechanical Solutions (EMAS) instead of Hydraulic Actuation Systems (HAS), HEAs can actually represent the best technological compromise. In fact, EHAs can combine the power to weight ratio advantage of hydraulic technology with the versatility and ease of installation and control of electric technology. Compared to EMAS, which are often equipped with low efficiency load holding mechanisms, EHAs can also offer superior energy efficiency. Moreover, the EHAs do not suffer of jamming problems, which make them a strong candidate to be employed in harsh environments. Applications of the proposed EHA includes aircrafts, cargo and vehicle doors, hatches and landing gears.
The system proposed in this work is based on miniature bi-directional gear pump (from 0.13 cc/rev), specifically designed to maximize performance in terms of efficiency, noise emissions and durability for the reference application. This pump is used in a system layout architecture that includes built-in valves to allow a power on demand strategy control of a differential linear actuator. In particular, a novel pressure compensation system was formulated to minimize power losses associated with the internal lubricating gaps in the whole field of operation.
The paper details the numerical modelling of the system, showing also results which describe its main features of operation. Advantages in terms of energy consumption, with respect to a more common configuration of EHA are also discussed.

Key words: *Electro-hydraulic actuator; efficient fluid power systems, gear pumps*

1 Introduction

Nowadays, for many engineering fields there is an increasing interests for replacing traditional Hydraulic Actuation Systems (HAS) with Electro Mechanical Actuation Systems (EMAS). Examples are present both in aeronautics, where the concept of a "More Electric Aircraft" is becoming more and more important [1], and in ground/undersea vehicles [2]. In the aeronautic field, this trend is justified by the potential reduction of weight and the versatility which EMAS offer respect to HAS. However, EMAS do not reach the same level of power density of hydraulic systems. The energy efficiency of EMAS can also be limited by the screw mechanism, i.e. self-locking screw, when the application requires position holding (like in aircraft seats). Moreover, in some applications EMAS suffer of the jamming issue [3], in addition to wear in the incorporated gears as well as in the screw mechanism, which can lead to backslash [4]. In EMAS, a gearbox is necessary in order to lower the actuating torque, thus permitting the use of small electric motors. This gearbox can negatively affect the overall volume and weight of the system. Furthermore, the high reduction ratio can have detrimental effect on the dynamic behavior of the system, since the inertia will be over-perceived from the motor [5]. For these reasons, and in particular for the jamming issue, until now for flight controls the EMAS are used only for backup purpose [5]. Also, they should be equipped in such a way to be easily decoupled by the other actuator during jamming [6].

From the considerations made above, it is clear how the EHA solution can be seen as a more convenient way to transit to the "More Electric Aircraft". The use of compact EHA can permit to

combine the power to weight advantage of hydraulic systems with the ease of control and wiring advantages of the electric systems. This concept has been well received in the aerospace field, and several solutions for EHA are currently available in the market. Several patents and studies about the design and the features of operation of EHA were also recently published. Closely related to the case taken as reference in this study is the system of Gnesi et al. [7], which presented an EHA based on a double acting, single rod cylinder along with a vane pump of at least 5.8cc/rev; or the analysis made by Takahashi et al. [8] which considered a similar system based on a piston pump of 1.8cc/rev. Furthermore, miniaturized external gear units (0.16 cm^3/rev) are used in the systems presented by Parker Hannifin [9] and by Sweeeney and Royer [10].

In any hydraulic system, the pump always represents a crucial element, as concerns energy efficiency, noise emissions, life and reliability. In EHA systems, the pump is usually a fixed displacement unit – being the flow controlled by a variable speed of the electric motor – with a design suitable for miniaturization and permitting higher shaft speed. From this point of view, as also pointed out by the abovementioned reference [9], external gear pumps offer high potential, considering their low manufacture cost and simplicity. External gear units were developed with several different design features, as well summarized by Ivantysynova and Ivantysyn [11]. In particular, so called *pressure compensated* design solutions have been proposed to introduce internal gap compensation mechanisms able to reduce the internal leakages at high operating pressures. These solutions encountered high success for relatively high displacement units (above 1 cm^3/rev), since their design solutions are unsuitable for miniaturization. As a consequence, according to authors' knowledge, no specific pressure compensated design solutions for external gear units have been presented for small EHAs.

Current state of the art for EHAs is also characterized by simple features of the hydraulic control of the linear actuators. In many EHAs, the actuator lock function is not realized hydraulically, like in [12]; while in other systems, such as [13] and [14], pilot operated check valves – which are known for introducing possible vibrations or instable behavior – are utilized. In the majority of EHA described in the literature, pressure relief valves are used to safely stop the actuator when the end-strokes conditions are reached or to prevent excessive loads [13], [14] and [15].

In the present paper, a novel hydraulic circuit for a EHAs is presented. The circuit is based on the use of counterbalance valves for hydraulically control all possible load conditions (assistive/resistive), and utilizes a novel concept gear pump previously introduced by the authors' research team [16]. Compared to current state of art EHAs, the proposed design allows for a better energy efficiency and power management.

Although the reference application is first class aircraft seats, the proposed system has potential application to many other actuation systems in mobile machines.

The following sections details the architecture of the proposed system for the EHA, and present some features of operation. In particular, the results will also highlight the advantages of the proposed layout architecture with respect to a more common solution for EHAs.

2 EHA system architecture

The novel EHA system proposed in this study can be represented with the ISO schematic of Figure 1. The system includes a brushless, variable speed, electric motor which drives a bi-rotational external gear pump. The pump can therefore send the hydraulic fluid to both the rod and the bore sides of the actuator without the need of a directional flow control valve. A spring loaded accumulator (ACC) serves as pressurized system reservoir and it is connected to the pump by means of a dual pressure valve.

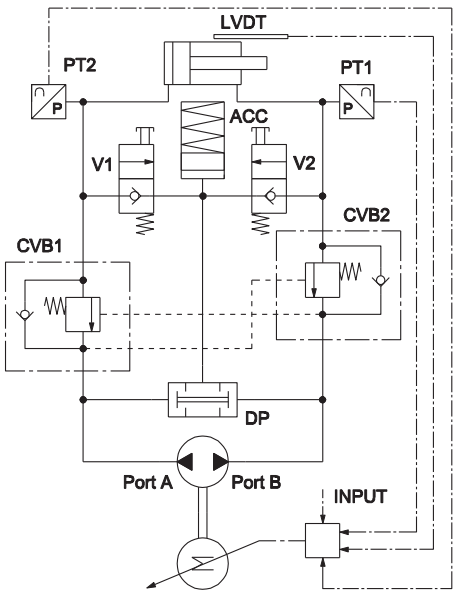


Figure 1. Proposed EHA circuit layout

The extension of the actuator is realized when the pump direction of rotation is such to provide flow to the bore chamber of the actuator, passing through the check valve of the CVB1. The fluid in the rod side is then discharged from the rod side and, passing through CVB2, it reaches the suction port of the pump. Since the actuator is single rod, the dual pressure valve DP, pushed by the high pressure line to the right, provides the supplementary flow from the accumulator needed at the suction side of the pump. The retraction is realized with the opposite rotation of the pump; in this case the fluid reaches the rod side passing through the CBV2 check valve; and the oil from the bore side of the actuator is discharged through the CBV1 valve to the opposite pump port. In this conditions, since the output flow from the actuator is greater than the inlet one delivered by the pump, the dual pressure valve DP is in the opposite position with respect to the previous case, allowing the fluid to be discharged to the accumulator. Thus, the accumulator acts as a system reservoir and provides a low pressure reference condition in all the operating modes.

The two valves CBV1 and CVB2 allow to hold the actuator in position when the electric motor is not activated. The particular design of these valves (top of Figure 2) permits a compact integration in the EHA, as represented in the 3D view of the system given on the bottom of Figure 2.

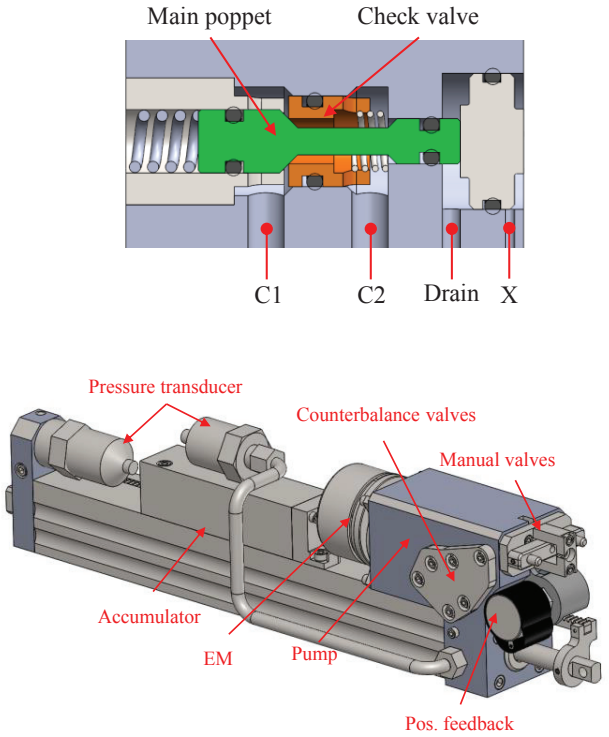


Figure 2. Counterbalance section view (top), 3D view of the EHA (bottom)

The overall dimensions for the EHA system in figure can be approximated as a 300 mm x 90 mm x 70 mm parallelepiped for a maximum force of 2000 N, speed up to 20 mm/s and power up to 70 W.

From a fail-safe point of view, the system is equipped with two pressure transducer (PT1 and PT2) that sense the pressure variation in order to stop the electric motor when the maximum pressure is reached or if the increase in pressure over time is higher than a pre-defined value. This functionality is particularly useful for applications like the one taken as reference (seat connected to the EHA), when the actuator reaches its end stroke or hits another object and the user (passenger) continues to activate the movement. In this way, the use of hydraulic pressure relief valves which would introduce additional power losses, can be avoided. A

supplementary LVDT can equip the system for additional advanced features which require closed loop control architectures.

Manual release valve (V1 and V2) - easily replaceable with electro-activated valve, allows the connection between the tank and the actuator chambers in case of electric black-out, motor or pump failure so that the actuator movement can be performed.

For the sake of performance comparison, the system described above will be compared to the one represented by the schematic of Figure 3. This system, more common for EHA systems as previously mentioned, was also considered in an earlier study made by the authors [16].

3 The hydraulic power supply unit

The core of the EHA system of Figure 1 and Figure 2 is the gear pump. The design, already presented in [16], is visible in Figure 4. The novelty of this design is represented by the pressure compensation system, which is composed by sliding lateral bushes, which use is uncommon for miniaturized gear pumps. As for bigger displacement pressure compensated gear pumps [11], lateral bushes serve both as sealing elements – to prevent excessive leakages at gears lateral side at high operating pressures – and as journal bearings – to provide support to the gear shafts.

The design of the lateral bushes is a complex problem which requires particularly attention when formulating the profile of the recesses at bush gear side (Figure 4, left) and when determining the proper axial balance compensating area at the bush side opposing the gears (Figure 4, right). As highlighted by [16], the recesses determine the timing of the connections between the tooth space volumes and the inlet/outlet ports of the unit. A good design of these recesses can maximize volumetric efficiency, reduce flow fluctuation at the outlet port, and reduce internal pressure peak or localized cavitation. Additionally, these grooves affect also the so called "radial balance of the gears" [17], and they permit to control the radial micro motions of the gears as a function of the operating conditions, permitting the gear to rotate about the optimal axis.

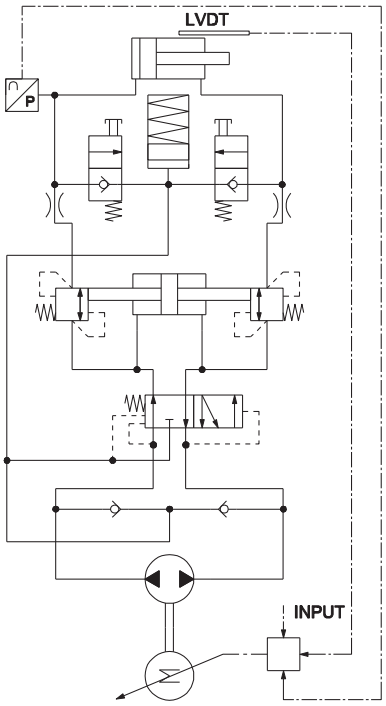


Figure 3. Standard EHA circuit layout

The axial balance of the unit, which is essential to limit the leakages at gears lateral side but also to prevent excessive losses due to viscous shear or metal to metal contact, as described in [18] and [19] is realized with seals introduced in the pump case. Commonly, these seals are introduced directly on the lateral bush, but the presented solutions permit an easy implementation on a miniature design (Figure 4, right). Right of Figure 4 shows also the high pressure and low pressure areas realizing by the proposed pressure compensation system.

More details on the pump which equips the considered EHA system can be found in [16]. In this work, the author show the numerical design procedure utilized to design both the gears and the lateral bushes, along with experimental validation of the predicted pump performance up to 120 bar and 3000 rpm.

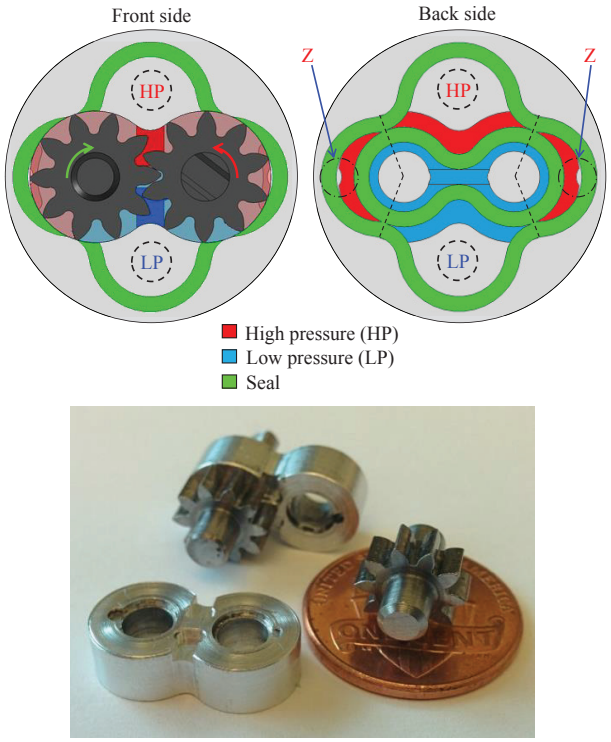


Figure 4. Design and balance areas of the bushing (top), bushings and gears of the real pump (bottom)

4 Prediction of system performance

Lumped parameter models of both systems of Figure 1 and Figure 3 were developed to compare the performance in terms of actuator controllability and energy consumption of the proposed EHA with respect to the more common solution that does not use CBVs. The models for the systems were created using the commercial software AMESim, with the recourse of the Hydraulic Systems, Hydraulic Component Design and Signal libraries [20].

For both cases (standard system and proposed) a reference force cycle, visible on Figure 5a, was considered. As it can be noticed from the figure, the cycle includes both aiding and resistant load phases during retraction and extension of the cylinder. The electric motor runs at constant speed (2000 rpm) and with a maximum load of 2000 N in order to limit the maximum power at 60 W.

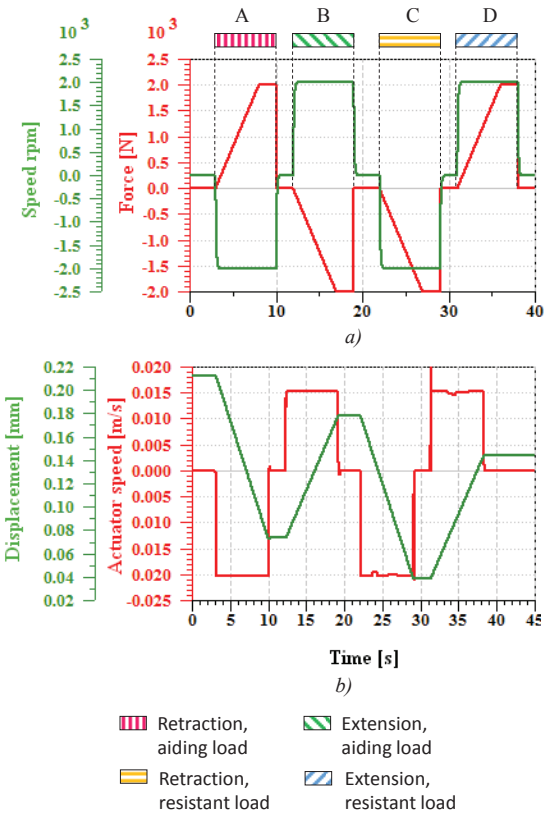


Figure 5. Performance for the proposed system layout: a) force cycle and motor speed, b) actuator displacement and speed.

The cycle has 4 different phases: A) cylinder extension with assistive load (pump delivery port: A), B) cylinder retraction with assistive load (pump delivery port: B); C) cylinder extension with resistive load (pump delivery port: A), D) cylinder retraction with resistive load (pump delivery port: B). Each phase transition is realized with 2 seconds at rest with null force. Cylinder velocities are given by the fixed speed of the electric motor.

From Figure 6a, relative to the proposed configuration, it can be noticed that the counterbalance valves, which sense the pressure from both sides of the actuator, prevent cavitation: in particular, in all assistive load phases A and B pressures never go under 0 bar (gauge pressure).

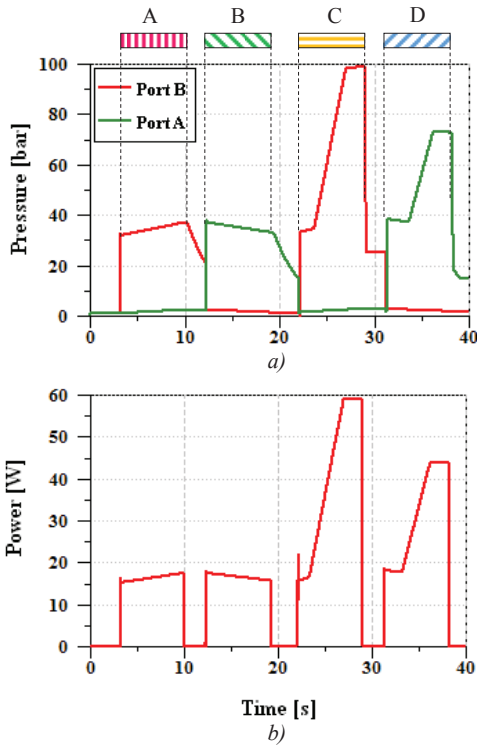


Figure 6. Performance for the proposed system layout: c) pressure at the delivery ports of the pump, d) power consumption at the pump shaft.

From the pressure chart it can be also noticed how the pressure at the pump ports during the aiding condition permit to balance the load. Although these pressure values, which depends on the settings of the CBVs, represent energy dissipation, they permit to control the load without involving electric or hydraulic additional energy storage devices (electric battery powered by a generator connected to the pump or an additional hydraulic accumulator). For this purpose, a convenient setting (spring preload and pilot area of the CBV) was determined to prevent excessive system instabilities [21]. In the resistive load phases (C and D) the counterbalance valve throttles the fluid from the actuator to the reservoir. This justifies values at pump delivery higher than zero (as desirable since in also in this case this represents energy dissipation). Figure 6b shows the power consumption of the system for the considered cycle.

Figure 7 and Figure 8 shows the analogous performance plots for the standard system taken as baseline reference.

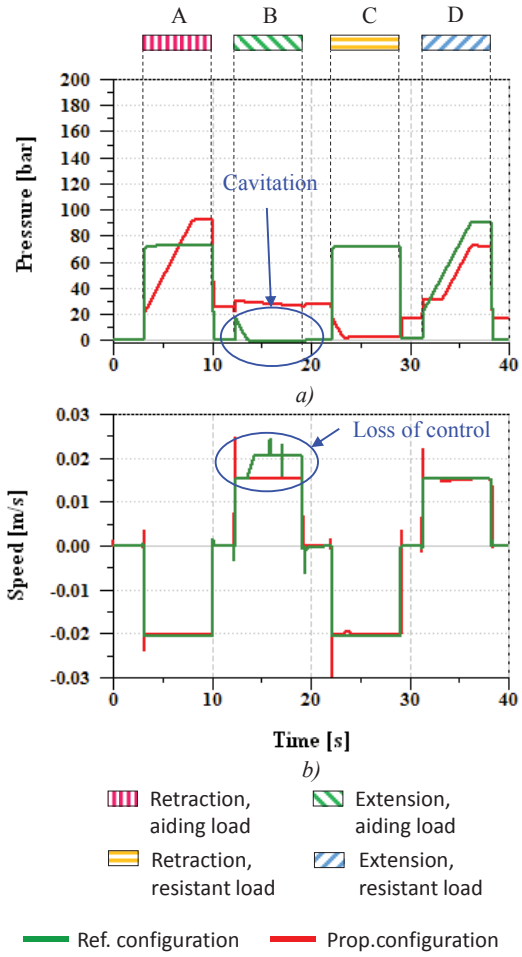


Figure 7. Reference and proposed circuit performance comparison: a) Bore chamber pressure, b) Actuator speed

It can be easily noticed how the proposed system offer better performance. In more details, with reference to Figure 7a and Figure 8a it can be seen that the pressure in both the bore and the rod chambers is lower with the proposed system configuration, thus offering less energy consumption. Moreover, cavitation in the standard configuration can be observed during phase B, between 14 and 19 s.

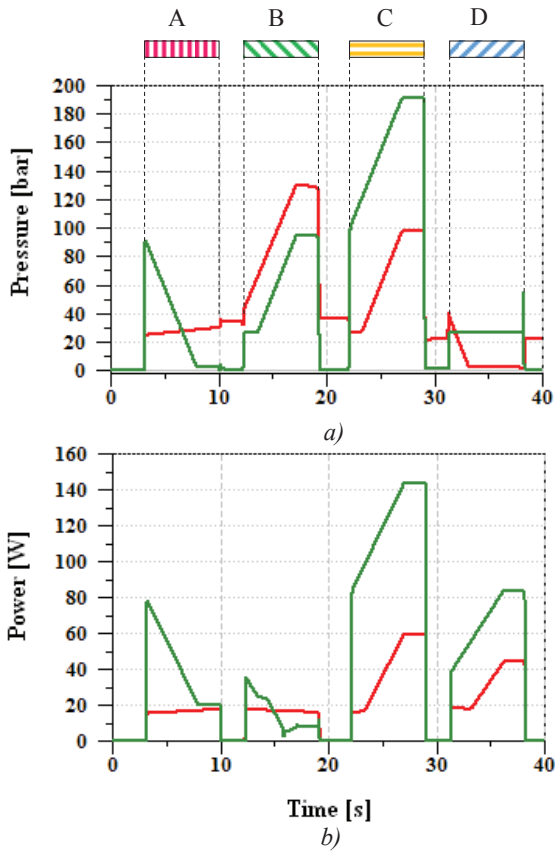


Figure 8. Reference and proposed circuit performance comparison: c) rod chamber speed, d) power at the pump shaft

This is due to the fixed setting of the orifices used to control the aiding load phases, which are difficult to size optimally for any given operating condition. This can be avoided by using the new proposed system layout, since CBV are capable of self-adapt the system to the different load condition. This can also be observed by the higher pump delivery pressure values realized by the proposed system configuration during phase A and B. In these conditions to the counterbalance valve guarantee a pressure value which permit a full control of the actuator speed. As a matter of fact, both system configurations are characterized by the same piston velocity (Figure 7b) during all the phases except during phase B. During this phase, the reference system loses the control of the load (deviation from constant speed), as a consequence of a not optimal setting of the fixed orifices utilize for the considered external load.

The proposed circuit layout is characterized by a lower power consumption in all conditions, as confirmed by the power plot in Figure 8b. Only at the end of phase B the power consumption of the proposed circuit is higher with respect to the reference one. This is necessary to permit the full control of the actuator as described above.

For the considered cycle, the overall energy consumption is 717 J for the proposed circuit, and 1685 J for the reference one, thus showing a 57% of reduction offered by the proposed solution.

5 Conclusions

This paper presented a novel architecture for an Electro-Hydraulic Actuator. The system was designed for the particular application case of the first class aircraft seats control, however, the proposed schematic can be easily adapted to other mobile applications.

The proposed EHA is based on a power supply system that uses a miniature external gear pump designed by the authors' research team, in a layout which uses counterbalance valves that guarantee load holding without energy consumption and which are capable to adjust the system pressure according to the load condition.

To highlight the advantages in terms of controllability and power consumption, the proposed system configuration was compared to a reference configuration representative of a state of the art solution for EHAs.

The results shows the potentials of the proposed solutions, which permit the control of the actuator in any given operating condition without requiring use of additional electric or hydraulic energy storage device.

6 Acknowledgements

The authors thanks LMS-Siemens, for the use of the software AMESim, and Midwest Precision LLC, for the technical support given to this research.

7 Nomenclature

ACC	Accumulator
CBV	Counterbalance Valve
DP	Dual Pressure valve
EHA	Electro-Hydraulic Actuator
EMAS	Electro-Mechanical Solution
HAS	Hydraulic Actuation System
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
PT1, PT2	Pressure Transducer
V1, V2	Manual release valve

8 Bibliography

[1] J. Rosero, J. Ortega, E. Aldabas and L. Romeral, "Moving Towards a more Electric Aircraft," *IEEE A&E System Magazine,* pp. 3-9, March 2007.

[2] S. Smith, J. Irving and J. Irving, "Electro Hydrostatic Actuators for Control of Undersea Vehicles," in *Joint Undersea Warfare Technology Fall Conference*, Groton, Conneticut, 2006.

[3] A. Garcia, J. Rosero, J. Cusido, J. Ortega and L. Romeral, "Reliable Electro-Mechanical Actuators in Aircraft," *IEEE A&E System Magazine,* pp. 19-25, August 2008.

[4] H. Wagner, G. Nikolov, A. Bierig and H. Spangenberg, "Challenges for Health Monitoring of Electromechanical Flight Control Actuation Systems," *SAE International Journal of Aerospace,* vol. 4, no. 2, November 2011.

[5] J.-C. Mare', "Towards More Electric Drives for Embedded Applications:(Re)discovering the Advantages of Hydraulics," Aachen, 2010.

[6] J. Bennet, B. Mecrow, D. Atkinson and G. Atkinson, "Safety-critical design of electromechanical actuation system in commercial aircraft," *Electric Power Aplications, IET,* vol. 5, no. 1, pp. 37-47, 2011.

[7] E. Gnesi, J.-C. Mare' and J. Bordet, "Modelling of EHA Module Equipped with Fixed Displacement Vane Pump," in *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013*, Linköping, Sweden, 2013.

[8] N. Takahashi, T. Kondo, M. Takada, K. Masutani, S. Okano and M. Tsujita, "Development of Prototype Electro-Hydrostatic Actuator for Landing Gear Extension and Retraction," in *7th JFPS Intenational Symposium on Fluid Power*, Toyama, Japan, 2008.

[9] Parker, *Compact EHA - Electro-Hydraulic Actuators for high power density applications - Catalog HY22-3101D 3/11,* 2011.

[10] T. B. Sweeeney and M. C. Royer, "Universal Orientation Electro-Hydraulic Actuator". Patent 2012/0067035 A1, 22 Mach 2012.

[11] J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, Hydrostatic Pumps and Motors, New Delhi: India: Tech Books International, 2003.

[12] "Tandem Electro Hydrostatic Actuator". United States Patent 20040163386 A1, 2004.

[13] P. Corporation, "Electro-Hydraulic Actuator mounting". United States Patent Patent 8161742 B2, 2012.

[14] "Electro-Hydraulic Actuator". United States Patent 2011/0289912, 2011.

[15] "Electro-Hydraulic Actuator". United States Patent 2013/0067898 A1, 2013.

[16] G. Altare, A. Vacca and C. Richter, "A Novel Pump Design for an Efficient and Compact Electro-Hydraulic Actuator," in *IEEE Aerospace Conference*, Big Sky, Montana, USA, 2014.

[17] A. Vacca and M. Guidetti, "Modeling and Experimental Validation of External Spur Gear Machines for Fluid Power Applications," *Simulation Modelling Practice and Theory,* vol. 19, no. 9, pp. 2007-2031, 2011.

[18] D. Dhar and A. Vacca, "A Fluid Structure Interaction-EHD Model of the Lubricating Gaps in External Gear Machines: Formulation and Validation," *Tribology International,* vol. 62, pp. 78-90, 2013.

[19] S. Dhar and A. Vacca, "A Novel CFD- Axial Motion Coupled Model for the Axial Balance of Lateral Bushings in External Gear Machines," *Elsevier Simulation and Modeling Practice and Theory,* no. 26, pp. 60-76, 2012.

[20] L. Imagine, "AMESim manual," 2013.

[21] G. F. Ritelli and A. Vacca, "Energetic and Dynamic Impact of Counterbalance Valves in Fluid Power Machines," *Energy Conversion and Management (Elsevier),* vol. 76, pp. 701-711, 2013.

A FORCE CONTROL TEST RIG FOR THE DYNAMIC CHARACTERIZATION OF HELICOPTER PRIMARY FLIGHT CONTROL SYSTEMS

Alessandro Bertucci
Politecnico di Torino
Department of Mechanical and Aerospace Engineering
Torino – Italy
alessandro.bertucci@polito.it

Giovanni Jacazio, Andrea Mornacchi, Massimo Sorli
Politecnico di Torino
Department of Mechanical and Aerospace Engineering
Torino – Italy

This paper describes an electronically controlled active force control system developed to test the tail rotor actuator of a new medium size helicopter. As for all hydraulic force control systems, the critical control issue is to mitigate the disturbance generated by the actuator velocity. For this particular case, the problem was accrued by the high bandwidth of the tail rotor actuator. To define the optimum control algorithm a model based approach was followed, estimating, when unable to measure directly, mechanical and hydraulic model parameters with a dedicated experimental campaign. A controller was eventually developed able to cope with the severe dynamic disturbances by introducing velocity and acceleration compensation laws. The controller was then implemented in a high recursion rate real time machine interfacing with a servovalve controlling the flow to a hydraulic actuator provided with hydrostatic bearings to minimize the friction force. The actuator force was sensed by a load cell providing the feedback signal for the force servoloop. A critical feature of the control was the need to develop a dedicated complex filter for the velocity signal able to cancel out the signal noise while allowing to retain the correct real time information of the actuator velocity and maintain adequate stability margins.

Key words: *Force control; hydraulic servosystem; helicopter primary flight controls; disturb rejection; linear analysis; static characteristic*

1 Introduction

The tail rotor actuator (TRA) is an equipment utilized in rotor wing aircraft to change the collective pitch of the tail rotor to counteract the torque generated by the main rotor and to permit yaw control in response to the pilot commands. In synthesis the TRA is a position controlled hydraulic servosystem accepting the pilot command (x_{in}) at one end of an input lever and the position feedback (x_{out}) at the opposite end of the same lever, which performs the algebraic sum of command and feedback, thereby closing the position servoloop. An intermediate point of the input lever thus travels of an amount proportional to the difference between (x_{in}) and (x_{out}) and drives a linkage mechanism which eventually moves the spool of a valve controlling the flow to the hydraulic actuator. The TRA is a stiff and compact assembly designed for minimum mass and envelope.

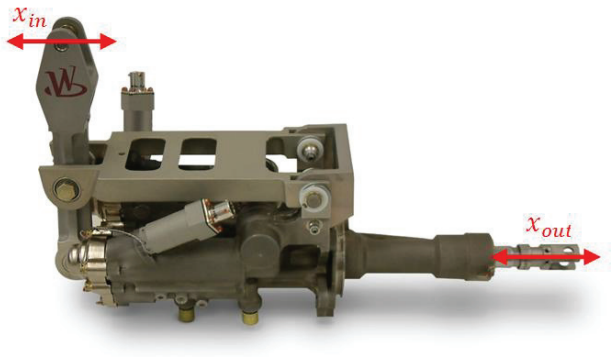


Figure - 1 Tail Rotor Actuator

The airframe manufacturer specifes the required actuator performances, for example: rated and stall loads magnitude, waveform type, stroke, rated speed and bandwidth of the position servoloop. For TRA in analysis the most demanding condition in the load spectrum specified, design drivers in the definition of the test rig equipment, was a high frequency (100 Hz) harmonic load with variable mean value between load layers.

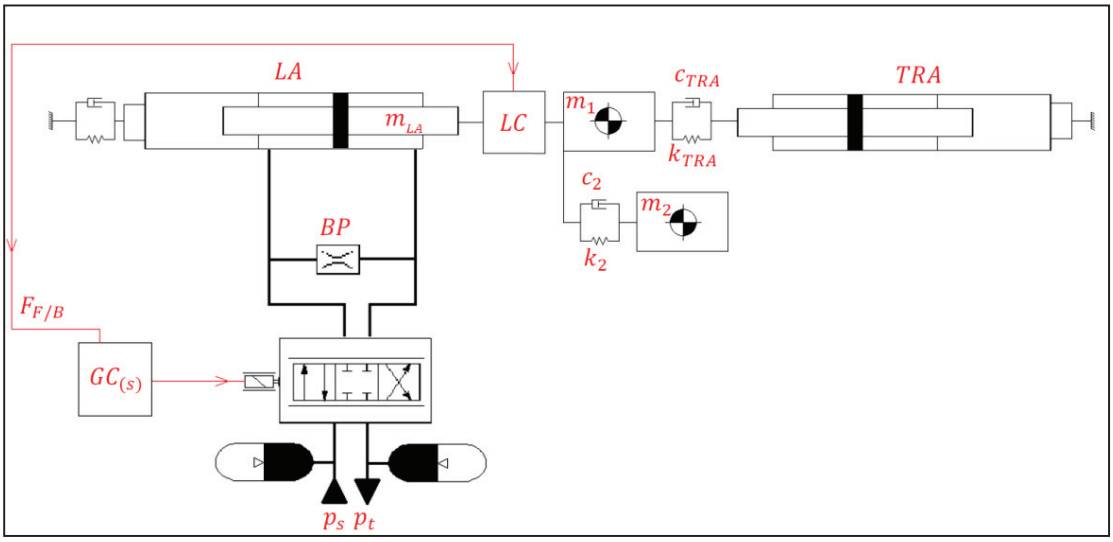


Figure - 2 Functional diagram of the force control test rig

2 Force control test rig

In order to evaluate the TRA performance under the operating load a hydraulic force control test rig has been designed and built applying the knowledge gained during the programs which led to the publications [1], [2] and [3]. The test rig concept diagram is shown in figure (**2**) and a picture of the bench is presented below in figure (**3**).

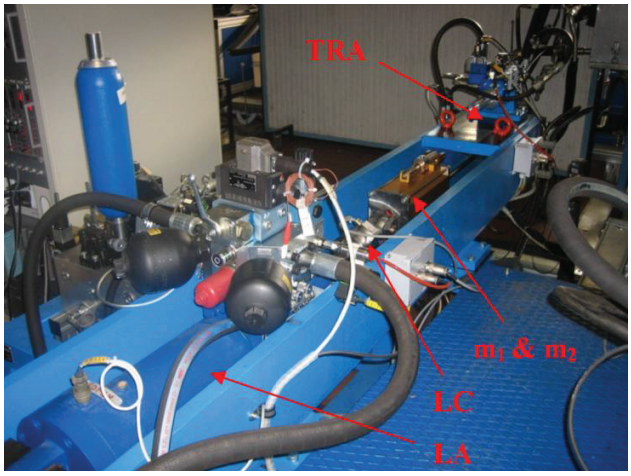


Figure - 3 View of the test rig

The TRA and the loading actuator (LA) are mounted with the cylinders rods in opposition, with a load cell and a carriage containing two linked masses placed in between. The carriage is fixed to the TRA in order to replicate the inertial properties of the tail rotor and reproduce the inertial loads due to the TRA movements. The loading actuator is mounted to the rig frame via a plate having a precise stiffness to replicate the helicopter's airframe behavior under load.

The load actuator is a hydrostatically supported balanced area cylinder. The hydrostatic supports guarantee a very small static friction (about 50 N) while the balanced area construction allows a symmetrical behavior for compression and traction load commands. A maximum load of about 50 kN can be developed by the LA providing it with full authority over the TRA which can thus be stalled.

A hydraulic manifold is directly mounted on the LA structure and its mainly comprised of two hydropneumatic bladder accumulators, on the supply and return ports, attenuating the pressures variation caused by the rig operation, a flow control servovalve, with dedicated external electronics closing the spool position loop, and a fixed diameter bypass orifice placed across the two control ports. The use of a single flow control valve instead of two pressure regulating valves is mainly due to the bandwidth requirement for the load control system which was 100 Hz.

The most important physical parameters of the rig are monitored by high bandwidth sensors which pro-

vide signals proportional to LA force (load cell), TRA displacement (LVDT) and LA piston velocity (LVT). Since the instruments providing critical feedback data are upmarket equipment, it has been possible to neglect their internal dynamics in the control design and implementation phase. The sensors signals are acquired by a real time digital controller (PXI-8108), equipped with an I/O board (PXI-6259), capable of a recursion rate of 4 kHz for the force control loop.

3 Static characteristics of the force control system

Assuming fixed the rod end of the loading actuator, neglecting the cross-chamber leakage in the LA and disregarding the dynamic behavior of all the components the steady-state performance of the force control system can be easily determined from the well-known pressure-flow relationships for a servovalve and a bypass orifice.

With reference to the hydraulic diagram of figure (**4**), the following equations apply:

$$Q_A = K_{SV} x_{com} \sqrt{p_s - p_t - \Delta p_l \cdot sign(x_{com})} \qquad \text{Eq.1}$$

$$Q_o = K_o sign(\Delta p_l) \sqrt{|\Delta p_l|} \qquad \text{Eq.2}$$

$$\Delta p_l = p_{c1} - p_{c2} \qquad \text{Eq.3}$$

where:
$\boldsymbol{Q_A}$ and $\boldsymbol{Q_o}$ are the flows through the servovalve and the orifice; $\boldsymbol{K_{SV}}$ and $\boldsymbol{K_o}$ are the flow gain of the servovalve and the orifice; $\boldsymbol{p_s}$, $\boldsymbol{p_t}$, $\boldsymbol{p_{c1}}$ and $\boldsymbol{p_{c2}}$ are, respectively, the supply pressure, the return pressure and the pressures in the cylinder's chambers 1 and 2; $\boldsymbol{x_{com}}$ represent the normalized servovalve command.

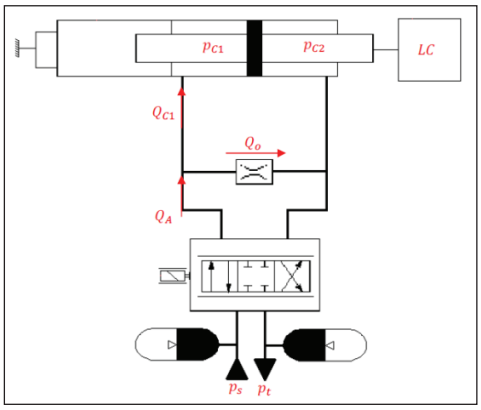


Figure - 4 Hydraulic diagram for static characteristic

In a steady state condition the flow $\boldsymbol{Q_{c1}}$ toward the chamber 1 of the load actuator is nil, thus all the servovalve flow is passing through the bypass orifice. Therefore, by setting $\boldsymbol{Q_A}$ equal to $\boldsymbol{Q_o}$, the value of the differential pressure $\boldsymbol{\Delta p_l}$ across the loading actuator and hence the load actuator force can be derived as a function of the servovalve command x_{com} and of the bypass orifice and servovalve flow coefficients $\boldsymbol{K_0}$ and $\boldsymbol{K_{SV}}$.

The steady-state characteristic of the force control system is then obtained and is plotted in figure (**5**). The left diagram shows the servovalve command plotted versus the actuator force and the bypass flow for different values of the bypass orifice flow coefficient $\boldsymbol{K_0}$. The right diagram of the same figure shows the force gain (the derivative of the actuator force versus the servovalve command) as a function of the servovalve command and for different values of the bypass orifice flow coefficient $\boldsymbol{K_0}$. These diagrams are a helpful guide for the engineers in sizing the bypass orifice which plays a major role in the force control system behavior. Increasing the size of the bypass orifice brings about increased system damping, lower dynamic response and increased flow consumption.

A force control system without bypass orifice would be highly responsive and require minimum flow, but would be marginally stable and present low damped force oscillations. These notions coupled with the linear analysis of the force control provide the tools to perform the tradeoff study between system stability, applicable force and power require-

ment for the rig. A suitable control law was developed which allows the force control system to perform well with a very fast dynamic response while minimizing the size of the bypass orifice and hence the flow consumption.

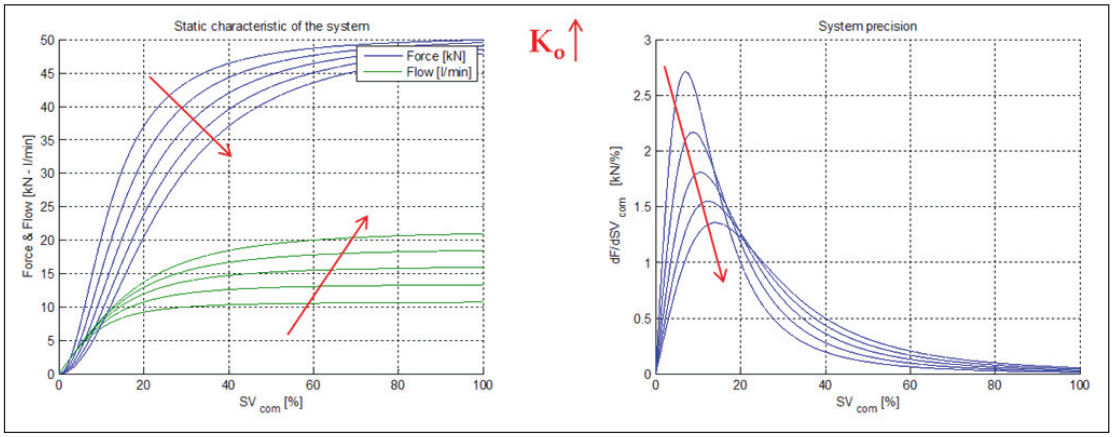


Figure - 5 Static characteristic of the force control and system accuracy

4 System modeling and simulation results

In order to develop and optimize the control law of the LA, a "physical based" mathematical model of test bench has been implemented also including the main non-linearities of the system. To this purpose a very accurate model of the servovalve was prepared. The first stage dynamic is described by a second order transfer function that includes the model of flapper end-of-travel. The equations of servovalve first stage are used to determine the second stage spool velocity and hence its position. Travel limits for the spool were also taken in due account. Once the spool position is known, the servovalve model allows the computation of the flow through each of the four internal passageways taking into account: valve laps, radial clearance between spool and sleeve and also the variation of flow discharge coefficient with the Reynolds number [4], [5].

While developing the mathematical model, special attention was given to the characteristics of the hydraulic fluid, which plays a major role in the force control system performance. Dedicated tests were carried out to precisely determine the quantity of free air in the fluid as a function of temperature, which greatly improved the confidence in the accuracy of the system simulations. Since all the equipment was directly available and provided with detailed documentation the parameters composing the model were measured, for example the static and dynamic stiffness of the TRA, or estimated indirectly either using the equations describing the physical phenomenon or imposing the convergence of the output of submodels excited by known input over a logged output.

The validation of the mathematical model was performed by comparing simulation and experimental results over a wide range of operating conditions. In order to obtain an objective evaluation of the model accuracy, a parameter ***G*** was defined which is a function of a dimensionless root mean square error for a given time history of force command [9]. The confidence parameter ***G*** is equal to 100 for a perfect match between model and experiments.

$$G = 100\left(1 - \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{F_{C_i} - F_{SIM_i}}{\hat{F}_C}\right)^2}{n}}\right) \qquad \text{Eq.4}$$

Two diagrams for two different conditions are reported hereunder with the intent that prove the quality of the mathematical model.

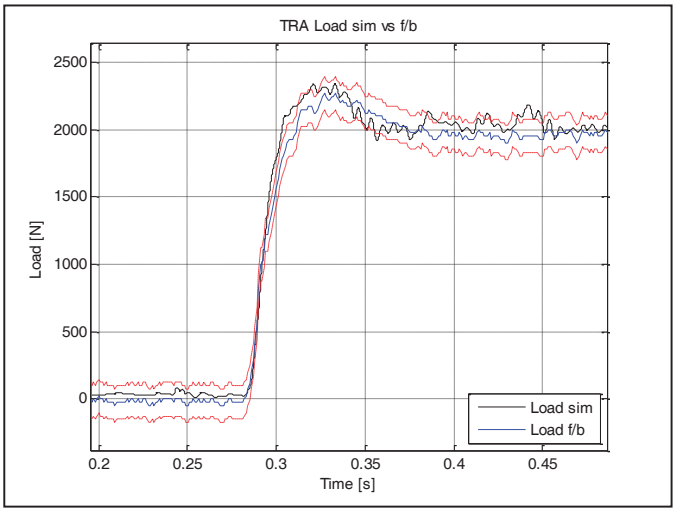


Figure - 6 Step response model validation

Figure (**6**) shows the experimental and simulated response for a 2 kN step command without noise on the servoactuator position. The dashed lines represent the confidence bounds of the load cell. It is possible to see the excellent fitting of the model results with the experimental data, which is confirmed by the value of the confidence parameter G = 94.95%.

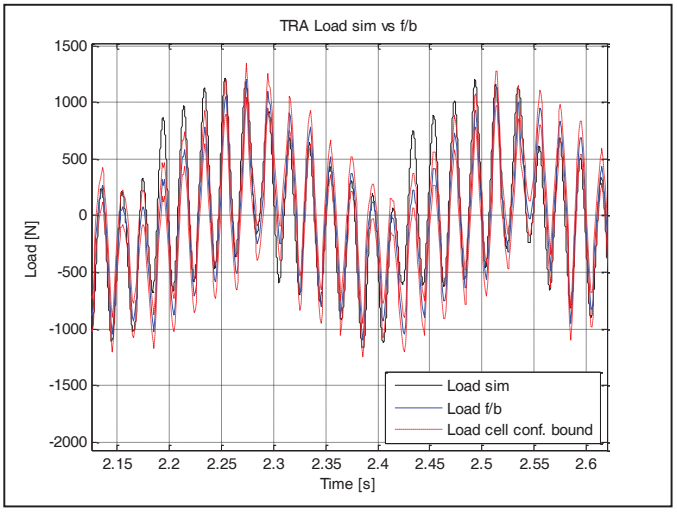


Figure - 7 Sinusoidal force set with kinematic disturbances

Figure (**7**) compares simulated and experimental responses to a force command 2 kN amplitude and 50 Hz frequency in presence of a TRA sine position displacement at 4 Hz frequency and 2 mm amplitude. Observing the figure it can be noted that the model overestimates the force applied to the component in specific sections of the plot, this inaccuracy is mainly due to the difficulties of synchronization of the simulated speed of the TRA to the recorded speed by which the command signal to the servovalve is calculated. This timing error results are most prominent at zero speed but after a sufficient time the hydraulic transient vanishes and the simulated force returns into the load cell confidence bounds. Also in this case the model follows well the experimental data, with a value of the confidence parameter G equal to 89.00%.

5 Force control linear analysis

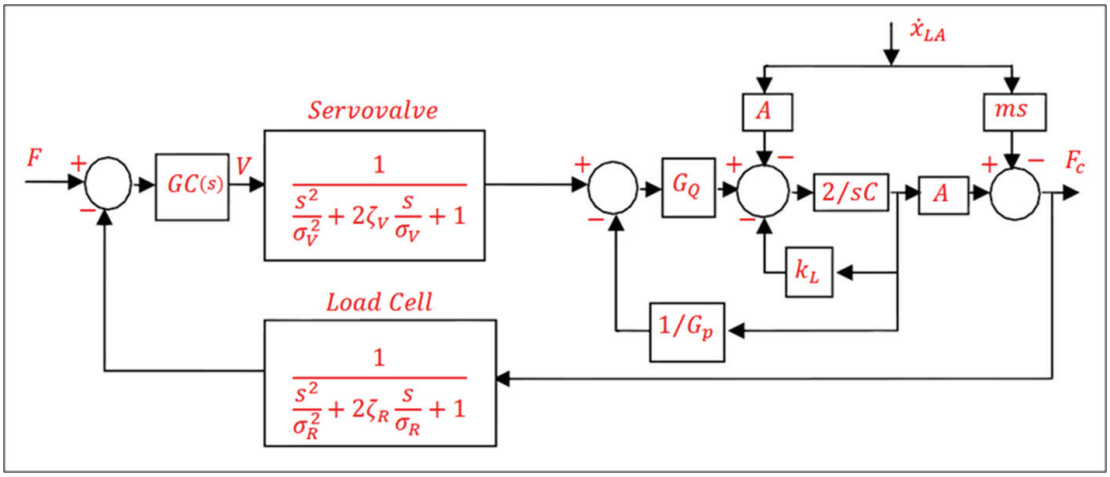


Figure - 8 Linearized force control system block diagram

Force control servosystems can use different technologies, depending on the required performance. In general, regardless of the technology [1], [2], [6], when force must be controlled on a quasi-stationary component, the parameters mostly affecting the system accuracy are the load sensor accuracy and the load actuator friction, while the component dynamics plays a minor role. However, when the load actuator must control the force on a fast moving component, such as the case of a TRA, the stiffness, damping and inertia of the system become a major source of error for the force control. The most severe disturbances on the controlled system come from the TRA velocity, which if not properly compensated by dumping the necessary amount of fluid from the loading actuator chamber whose volume is being reduced, generates an uncontrolled force spike due to the high stiffness of the load actuator. The position offset of the TRA produces volume unbalances of the LA cylinder chambers which causes different pressure bulid-up dynamics but its effect is negligible. The acceleration disturbances can also generate a severe error for the case of large inertia of the moving element associated to high accelerations.

If the required performance of the load control system is very demanding as for maximum force and frequency response, hydraulic technology allows to meet the requirements utilizing commercially available special components. In order to outilne the rationale for the control strategy developed for the TRA force control system, the system shown in figure (**2**) can be linearized, considering the load actuator at mid stroke and with small command on the servovalve operating with mean value zero, and analyzed in the frequency domain applying the Laplace transform. By following this approach, the block diagram shown in figure (**8**) is obtained.

Figure (**8**) shows how the servovalve and the load cell are modeled as second order systems. As a first order approximation, the dynamics of the servovalve and load cell are neglected and it is possible to write the equation describing the relationship between the force output to the servovalve command V and the load actuator velocity established by the TRA:

$$F_C = \frac{K_1 V}{\tau s + 1} - \frac{K_2 + ms + \tau m s^2}{\tau s + 1}\dot{x}_{LA} \qquad \text{Eq.5}$$

Where:

$$K_1 = \frac{G_Q A}{k_L + G_Q / G_P} \qquad \text{Eq.6}$$

$$K_2 = \frac{A^2}{k_L + G_Q \,/\, G_P} \qquad \text{Eq.7}$$

$$\tau = \frac{C}{2\left(k_L + G_Q / G_P\right)} \qquad \text{Eq.8}$$

For a standard PID controller the transfer function $\mathbf{G_{C(s)}}$ is:

$$G_C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \qquad \text{Eq.9}$$

Equation 9 can be used to calculate the servovalve set point:

$$V = \left(K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s\right)(F - F_C) \qquad \text{Eq.10}$$

Substituting this expression of V into Equation 5 and disregarding the derivative term (mostly affect the stability without improving the system accuracy), the expression of the actual force F_C developed on the TRA is derived:

$$F_C = \frac{\left(1 + \frac{K_P}{K_I} s\right) F - \frac{s\dot{x}_{LA}}{K_1 K_I}(K_2 + ms + \tau m s^2)}{\frac{\tau}{K_1 K_I} s^2 + \frac{s}{K_1 K_I} + \frac{s K_P}{K_I} + 1} \qquad \text{Eq.11}$$

Multiplying numerator and denominator by $\mathbf{K_I/s}$

the following equation is obtained:

$$F_C = \frac{F\left(K_P + \frac{K_I}{s}\right) - \frac{\dot{x}_{LA}}{K_1}(K_2 + ms + \tau m s^2)}{\frac{\tau}{K_1} s + \frac{1}{K_1}(1 + K_I K_P) + \frac{K_I}{s}} \qquad \text{Eq.12}$$

This equation clearly shows that when the actuator is subjected to a constant velocity disturbances the integrator will eventually cancels out the error, with the settling time being inversely proportional to the integrator gain. However, it is not possible to increase arbitrarily its value in order to maintain and adequate stability margin and also because integrator force controls are subjected to limit cycle oscillations [6], [7]. The reduction of the effects of the disturbances must then be obtained acting on other system parameters. The force error F_D created by the velocity is:

$$F_D = \frac{\frac{\dot{x}_{LA}}{K_1}(K_2 + ms + \tau m s^2)}{\frac{\tau}{K_1} s + \frac{1}{K_1}(1 + K_I K_P) + \frac{K_I}{s}} \qquad \text{Eq.13}$$

and replacing the terms K_1, K_2 and τ with their expressions Eq. 8, 9, 10, the following relationship is obtained:

$$F_D = \frac{\left(\frac{A^2}{k_L + G_Q / G_P} + ms + \frac{C}{2\left(k_L + G_Q / G_P\right)} m s^2\right)\dot{x}_{LA}}{\frac{C}{2\left(k_L + G_Q / G_P\right)} s + K_I K_P + \frac{K_I}{\frac{G_Q A}{k_L + G_Q / G_P} s} + 1} \qquad \text{Eq.14}$$

Looking at this expression, it is possible to note that in order to minimize the disturbance effects of the LA rod speed the flow coefficient of the orifice, k_L, and the ratio $G_Q/G_P = G_{PQ}$, flow-pressure gain of the servovalve should be maximized. The flow-pressure gain of the servovalve can be increased either by increasing the supply pressure or by reducing the differential pressure between the cylinder chambers. Increasing the orifice diameter is a simple solution and it is common industrial practice even if requires larger servovalves and pumps. This disturbances compensation is a passive compensation in contrast to more complex strategy based on an active compensation which acts on the servovalve command.

6 Active compensation of disturbances

The parallel use of passive and active disturbances compensation strategies allows to reduce the energy loss due to the flow through the bypass orifice while still maintaining a good disturbances rejection. This is obtained by injecting appropriate corrective commands to the servovalve in order to compensate for the rate of change of volume in the loading actuators chambers due to the actuator load and acceleration.

Analyzing analytically the active compensation problem it is possible to determine that in order to obtain a theoretically perfect speed disturbances rejection a signal proportional to the acceleration must be used. Because direct accelerometric measurement on the rig proved to be a critical issue, the acceleration was numerically calculated from the speed feed-

back signal. However, the direct calculation of the acceleration from the speed feedback cannot be directly used because when the TRA is loaded it deflects and this deformation is sensed by the measurement chain. The effect of such phenomenon is visible in figure (**9**) showing the results of simulations representing the speed F/B of the unloaded TRA (upper graph) and the superposition of the displacement speed, harmonic load, and commanded action (lower graph).

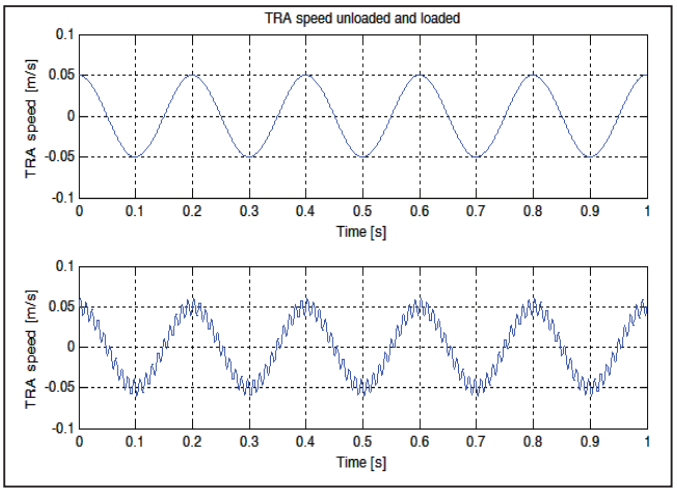


Figure – 9 Effect of harmonic load on the TRA speed F/B

In order to compensate only kinematic disturbs deriving from the TRA commanded actuation the signal must be filtered efficiently minimizing the phase lag. Furthermore, because the loading cycles occur at high frequency, the numerically calculated acceleration signal must be conditioned with a digital filter path in the control system. The series of digital filters is made up by a lead compensator, a low order low pass filter and a variable frequency notch filter centered on the load frequency fist harmonic which is known to the controller since it's user defined. The overall topology of the controller is the following:

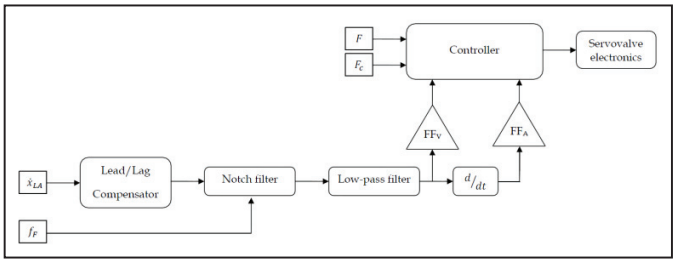


Figure - 10 Force control law diagram

The control loop is closed using the force feedback signal and, to maximize disturb rejection while ensure stability, the active compensation branch generates data used in the control action. Since the rig is used also to reproduce non-harmonic loads the controller is provided with the capability of excluding branches and reconfigure itself in order to maintain the setpoint tracking in such cases.

The frequency response of the complete filtering branch for the specific case of an harmonic load with frequency of 40 Hz is reported as reference:

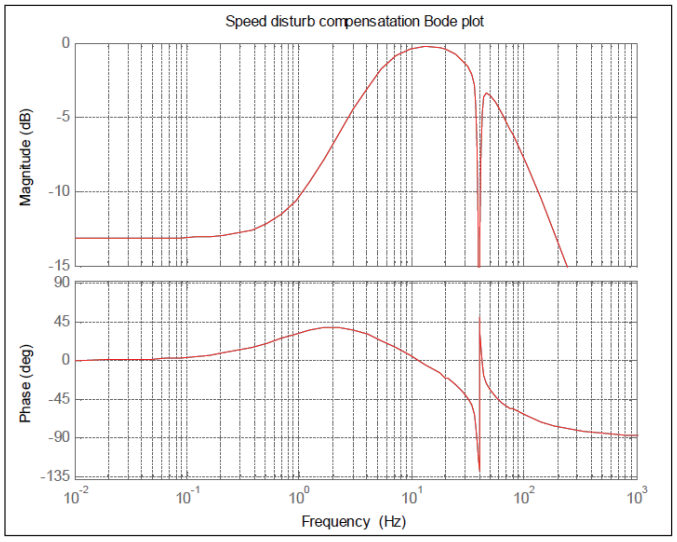


Figure – 11 Bode plot of the velocity filtering branch

The diagram of figure (**11**) shows a large signal attenuation at low frequency, which implies a little effect of this filter in the low frequency range. This is not a concern, however, because the disturbances at low frequency are well compensated by the standard PID control as well as the by the bypass orifice. On the other hand, at higher frequency the phase

lead coupled with the low attenuation of the velocity signal permits a good compensation of the disturbances. The velocity signal, now deprived from the high frequency harmonics, is then differentiated and used for the compensation. In order to compensate also for the acceleration disturbances, the numerically computed derivative signal should be differentiated again. However, since the signal is originated by measurements affected by noise, such operation would generate a too noisy reference unsuitable for the compensation. By exploiting the relationships between time derivatives of a harmonic signal it is possible to estimate the jerk using the acquired velocity values. The filtered velocity and its time derivative are used in parallel when summed to the servovalve command; the two data series are in quadrature and acting on their gains, FF_V and FF_A it is possible to obtain the desired compensation.

Finally it must be underlined that the active compensation branch is fully tunable and its parameters had been chosen in order to maximize its effect at the highest frequency the TRA was able to operate without significant attenuation because, for the specific case, in those regions the actuators was operating at maximum speed under the specified test cases.

7 Conclusive remarks

The topology of the controller and its associated compensator has been defined following a model based approach. Having the system been operational before the control synthesis began allowed to validate experimentally the model of the individual components, when the output of a given subsystem was readily measurable, and of the entire force control rig. Experimental campaigns targeted at the parameter identification allowed to validate the model for disturbed and undisturbed operating conditions, and were instrumental to identify the correct control gains and time constants.

For the main control branch the chosen topology is the standard PID with a clamping anti windup saturation; a feed forward compensation of the time derivative of the force command provided a boost allowing a reduction of the force error at high frequencies, while the kinematic disturbances compensator limited the disturbances effects.

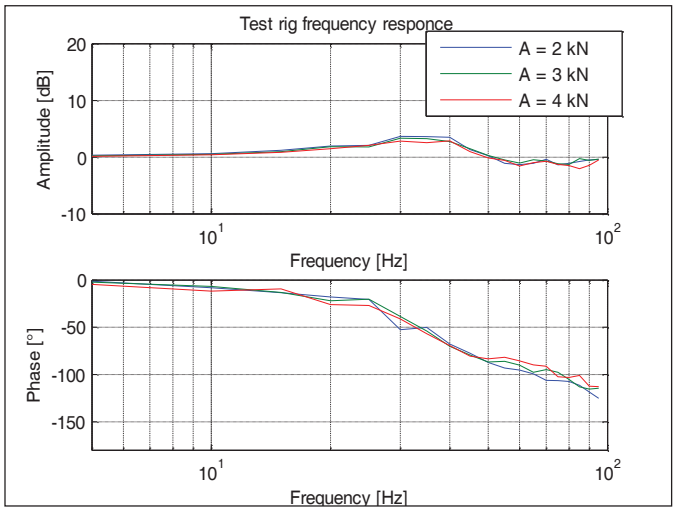


Figure - 12 Experimental frequency response

8 Acknowledgments

The authors wish to thank UTC Aerospace Systems Italy for the support received during the work that led to this publication.

Nomencalture

x_{LA}	Load actuator cylinder linear displacement
k_{TRA}	Tail rotor actuator stiffness
k_2	Spring constant of the fixture between mass 1 and 2
c_{LA}	Load actuator damping coefficient
c_{TRA}	Tail rotor actuator damping coefficient
c_2	Damping constant of the fixture between mass 1 and 2
m_{LA}	Mass of the load actuator rod
m_1	Mass of the first airframe inertia simulator
m_2	Mass of the second airframe inertia simulator
Q_A	Flow through the servovalve
K_{SV}	Servovalve static gain
x_{com}, V	Servovalve command signal
p_s	Supply pressure
p_t	Return pressure
Δp_l	Differential pressure between the load actuator chambers
K_o	Orifice flow gain
p_{c1}	Pressure in the chamber 1 of the load actuator
p_{c2}	Pressure in the chamber 2 of the load actuator
F	Force set
F_C	Force feedback
$\hat{F}_C$	Peak value of the force feedback

F_D	Force induced by kinematic disturbs
f_F	Frequency of the load set
K_1, K_2	Group coefficient
s	Laplace variable
τ	Time constant of the hydraulic load system
A	Piston area of the load actuator
k_L	Linearized leakage coefficient
C	Load actuator chamber capacity
G_Q	Servovalve flow gain
G_P	Servovalve pressure gain
m	Global translating mass of the linearized system
σ_V	Natural pulsation of the servovalve
σ_V	Natural pulsation of the load cell
K_P, K_I, K_D	Proportional, integral and derivative controller gains
G	Goodness of model fitting
F_{C_i}	i-th feedback force value acquired
F_{SIM_i}	i-th simulated force value
FF_V	Feedforward coefficient for speed compensation
FF_A	Feedforward coefficient for acceleration compensation
n	Length of the acquired/simulated force vector

References

[1] Jacazio, G., and Balossini, G., 2009. "A Mechatronic Active Force Control System for Real Time Test Loading of an Aircraft Landing Gear". In *Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference* IDETC/CIE 2009, San Diego, August 30-September 2.

[2] Jacazio, G., and Balossini, G., 2007. "Real-time Loading Actuator Control for an Advanced Aerospace Test Rig". In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering 2009*.

[3] Jacazio, G., and Balossini, G., 2008. "The Iron Bird for M346 Advanced Trainer". In *SAE A6 Meeting on Aerospace Fluid Power and Actuation Systems, Portland, USA, October 13-16.*

[4] J. A. Ferreira, F. Gomes de Almeida, M. R. Quintas, "Semi-empirical model for a hydraulic servo-solenoid valve" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering May 1, 2002 vol. 216 no. 3 237-248*.

[5] D. C. Pountney, W. Weston. M. R. Baineghbal, "A numerical study of turbulent flow characteristic of Servo-Valve orifices" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy May 1989 vol. 203 no. 2 139-147*

[6] Jean-Charles Mare, (2006) "Dynamic loading systems for ground testing of high speed aerospace actuators", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Vol. 78 Iss: 4, pp.275 – 282.*

[7] Di Rito, G., 2007. "Experimental Implementation of a Motion- Compensated Force Control in a Hydraulic Workbench for Flight Actuators". In *Proceedings of the Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components 2007 Conference, Toulouse, France, June 13-15, pp. 51–57*.

[8] Mare, J.-C., and Karam, W. "Force Control of a Roller-Screw Electro-Mechanical Actuator for Dynamic Loading of Aerospace Actuators". In *Proceedings Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, September 10-12*.

[9] Karam, W., and Mare, J.-C., 2007. "The Performance of Force Controlled Electromechanical Actuator Around Null Speed". In *Proceedings of Power Transmission and Motion Control Symposium PTMC 2007, Bath, UK, September 12-14*.

MECHATRONIC DESIGN OF DIGITAL HYDRAULIC MICRO VALVE PACKAGE

M. Linjama,
M. Paloniitty,
L. Tiainen,
K. Huhtala

Tampere University of Technology,
Department of Intelligent
Hydraulics and Automation,
P.O.BOX 589,
Tampere, 33101,
Finland
matti.linjama@tut.fi

Digital hydraulic valve system is a new kind of hydraulic control valve assembly, which has potential to save energy and improve performance of valve controlled actuators. The typical digital valve system has 4-6 parallel connected on/off valves per control edge totaling 16-24 valves in the four-way valve configuration. The flow capacities of the parallel connected valves are set according to the powers of two such that it is possible to achieve 2^N different flow rates with N valves. An alternative approach is to use equally sized valves, which means that N parallel connected valves give only N+1 different flow rates. This approach has several benefits, but the number of valves becomes very large. This paper shows that it is possible to implement valve assembly having 128 miniaturized valves, such that it can be installed instead of traditional CETOP3 servo or proportional valve. Careful electromagnetic optimization and mechatronic design are used together with novel manufacturing methods and new type of power electronics. The prototype is build and experimentally studied and results show that the performance of this kind of digital valve system is superior to traditional four-way control valves in terms of response time and fault tolerance.

Key words: *digital hydraulics; digital valve system; miniaturization.*

1 Introduction

Throttling control is the most common way to control hydraulic actuators. It is simple and low cost solution and gives also good control performance. The well-known drawback is poor energy efficiency especially with small or overrunning load forces. Energy efficiency can be improved by using load sensing pumps and/or distributed valves. Distributed valves can control each flow path independently and reduce losses because unnecessary back pressures can be minimized and because the regenerative connection can be used with overrunning loads. The two most common distributed valve solutions are shown in Figure 1 (a) and (b), and typical reduction of losses is 30-50 % [1–3]. Another way to reduce losses is to give away valve control and to use individual pumps or transformers for each actuator. These are good alternatives for new machines but cannot be easily retrofitted on existing systems.

The modernization of existing valve controlled hydraulic systems has big potential for energy saving because of the high number and long life time of applications. Payback time of the modernization must be short, and is achieved only by the combination of significantly reduced energy consumption and increased productivity. The system modifications must also be minimized. A potential modernization option is to replace the existing control valves with distributed ones. The potential benefits are energy saving, improved controllability and productivity. Two distributed valve solutions are commercially available. The Ultronics valve [4] is based on two 3/2 proportional spool type valves (Fig. 1 (a)) while the Husco's solution [5] has four two-way cartridge valves (Fig. 1 (b)). Both rely on traditional valve technology and thus increase the number of expensive and safety-critical proportional valves.

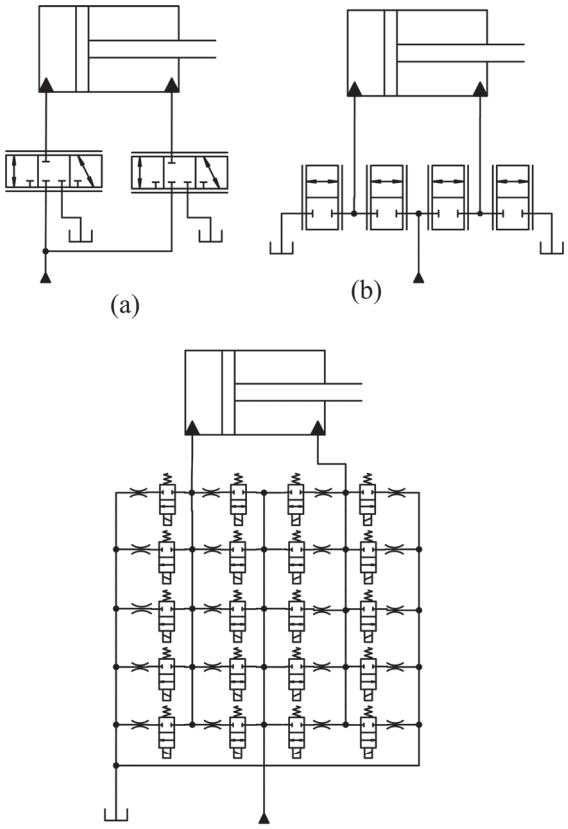


Figure 1. Distributed valve systems. Version (a) is based on two three-way valves, version (b) uses four two valves and version (c) is so called digital hydraulic implementation of version (b)

This paper studies the possibility to replace traditional servo or proportional valve with a retrofit digital hydraulic valve system (DVS). DVS is a special kind of distributed valve system, in which control edges are implemented by parallel connected on/off valves [3], see Fig. 1 (c). The benefits of the DVS are fast and amplitude independent response, redundancy, and robustness against oil impurities. Drawbacks are large space requirement, complexity of control and possibly higher price. Nevertheless, practical results in a paper machine application have been encouraging especially in terms of performance, energy efficiency and reliability [6]. The big physical size of DVS significantly hampers retrofitting and this paper presents a new mechatronic design of the complete DVS including power electronics. The aim is to make the one-to-one replacement of standard CETOP3 servo and proportional valves possible. This is achieved by the "digital microhydraulics" approach [7], concurrent mechanical, hydraulic and electromagnetic, new manufacturing method and novel power electronics. The main idea of the digital microhydraulics is to use one size of valves only, which is optimal in the sense of flow density, response time and fault tolerance, but is demanding in the sense that much bigger number of valves is needed. The end results of design have been partly documented in [8-10]. This paper describes the complete design process itself, i.e. how the Utopian dream materializes to a working prototype.

2 Conceptual design

2.1 CETOP3 standard interface

The ISO4401-03 standard determines the porting pattern for so called CETOP3 valves. In addition to the location of flow paths and installation bolts, the standard determines the maximum width of the valve to be 50 mm. It does not determine length or height of the valve but typical dimensions are given in Table 1. The table shows also typical performance values.

Table 1. Characteristics of two CETOP3 servo valves

	Bosch Rexroth 4WRPDH6 [11]	Moog D636 [12]
Size [mm]	48 x 203 x 161	49 x 259 x 147
Flow rate at Δp = 3.5 MPa [l/min]	40	40
Maximum pressure [MPa]	31.5	35
Mass [kg]	3.2	2.5
Step response 0-100 % [ms]	≤10	8
Step response 0-25 % [ms]	n/a	3
Electric power consumption [W]	≤40	≤29

2.2 Target values for new DVS

The maximum width of the new DVS is 50 mm while there are no strict limits for the length or height. Referring to Table 1, length and height should not exceed 260 mm and 160 mm, respectively. The target value for the flow capacity is 40 l/min @ Δp = 3.5 MPa and maximum pressure should be 32 MPa in order to cover most of the applications. The 2 ms response time is required in order to be competitive with the best servo valves. The earlier re-

search shows that binary coded DVS with 4x5 valves gives already good controllability [3]. The theoretical resolution of the 5-bit control edge is 1:31, and the target is set to 32 equally sized valves per control edge totaling 128 valves. The flow rate per valve is thus 1.25 l/min @ Δp = 3.5 MPa giving the equivalent orifice size of 0.65 mm. The design problem is thus to fit 4x32 valves, flow paths, CETOP3 interface and power electronics inside 50 x 260 x 160 mm cube. The solution must be low cost and suitable for mass production. It is clear that the problem is challenging and very careful concurrent design is needed.

2.3 Basic layout

The theoretical maximum volume for the valve is 16.25 cm^3 because the maximum size of the valve package is 260 x 160 x 50 mm and it has 128 valves. The real volume of the valve is much smaller because the space is needed also for flow paths, power electronics as well as fastening of valves and manifold. The first observation is that the manifold is symmetric and it is enough to design half of the manifold for 64 valves. The second fact is that the location of the flow path connections and installation bolts of the CETOP3 manifold makes it very difficult to utilize the center part of the manifold for valves. Thus, there are in practice two identical 105×160×50 mm boxes for valves. If the shape of the valve is assumed cylinder, it is possible to sketch different designs. Simple assumption is that each valve has integrated power electronics at the top and flow channels at the bottom. The height of the integrated power electronics is assumed to be 13 mm, which results from the height of the typical capacitor and circuit board. The two possible designs are shown in Figure 2. The version (a) has valves installed on the side of the manifold and the number of valves is 35 per flow edge. The resulting valve size is of ø15 mm x 27 mm or 4.7 cm^3 per valve. The version (b) has valves installed on top and bottom. The solution has 32 valves per flow edge and the valve size ø12.5 mm x 62 mm or 7.6 cm^3. The drawback of this design is that the valve is unrealistically slim. However, if the volume of the valve is assumed to be 4.7 cm^3 as in previous design, the resulting valve size is ø12.5 mm x 37 mm. Also, if the valve is lower, the manifold simply becomes lower and there is more space for flow paths and power electronics.

The real design process was not as logical as presented above but the first step was to simply design a valve with 10 mm diameter and study its characteristics [9]. It was later found that this size of valve is indeed close to optimal for the CETOP3 interface with the second design, and the latter prototypes were designed taking the manifold into account.

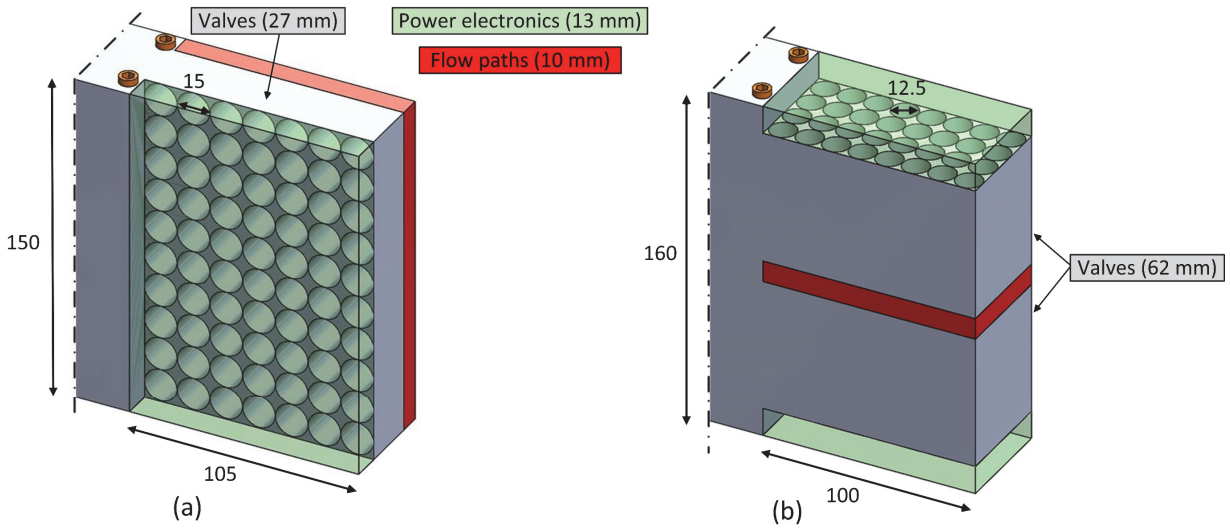


Figure 2. Two possible layouts for installing valves on the manifold

3 Valve design

3.1 Basic structure and design constraints

The basic structure of the selected valve type is shown in Figure 3. The manifold is used as a part of magnetic circuit. The valve structure has nothing special but the design constraints make the problem challenging. The design constraints are:

- The outer diameter of the valve is 11 mm, which leaves some space between valves.
- The diameter of the orifice is 0.7 mm in order to have some safety margin for flow capacity.
- The valve must carry 32 MPa internal pressure.
- The valve must open with 32 MPa pressure differential
- No external leakage is allowed.

The other target values are:

- Response time 2 ms
- Durability 10 million strokes at maximum pressure differential
- Simple and low-cost design
- No internal leakage
- The valve should work in the opposite flow direction up to 10 MPa pressure differential. This is needed in order to implement energy saving differential connection.

The 0.7 mm orifice diameter and 32 MPa maximum pressure differential gives maximum pressure force of 12.3 N. The spring force must be at least 3.9 N in order to keep the valve closed with 10 MPa reverse pressure differential. Taking some flow forces into account, the conclusion is that the valve actuator should be able to generate about 20 N. The initial CFD calculations suggested that the suitable needle angle could be 45° and corresponding needle lift about 0.35 mm [10].

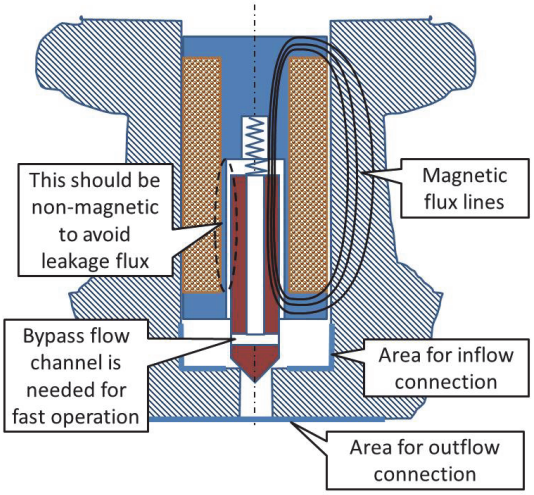


Figure 3. Schematic drawing of the valve

3.2 Electromagnetic Design

The proper electromagnetic design is the key for fast actuation and sufficient solenoid force. Accurate electromagnetic modeling requires deep understanding of electromagnetics, skilled person and good software, and the electromagnetic design is thus made at the department of electromagnetics at Tampere University of Technology. The experiences are that model predicts accurately the actuator force, opening transient, peak current, and power consumption [13]. The hold current and closing response are more difficult to predict because of magnetic and hydraulic sticking effects, which are discussed later. The electromagnetic model needs axial external force acting on the needle. This includes inertia, spring, pressure, friction and flow forces. Static flow forces are obtained from the CFD calculations and dynamic flow forces are excluded. The key relationships are [13]:

1) Steady-state actuator force, magnetic saturation limit and needle mass are proportional to the square of the needle diameter.

2) Coil current density is proportional to the $(d_o^2\text{-}d_i^2)$ where d_o and d_i are outer and inner diameters of the coil.

The most important design parameter is the needle diameter. If it is too small, the magnetic saturation limits the actuator force and the valve does not open at all. If diameter is too big, the

solenoid becomes slim and current density may become too high. The current density can be decreased by increasing the height of the solenoid but this increases the size of the valve package. Needle diameter also rapidly increases the mass of the needle, which in turn slows down the response time and decreases durability. The needle material is assumed to be pure iron in simulations, which gives big force but is otherwise problematic material as discussed later. The calculation results show that 4.8 mm needle diameter gives 18 N and 5.2 mm needle diameter already 22 N force at the magnetic saturation point [13]. Even higher forces are possible with bigger current, but the gradient of the force is small beyond the saturation point. The needle diameter is selected to be 4.9 mm such that the 20 N force is achieved at the saturation point.

3.3 Solenoid Design

In order to maximize the solenoid size without increasing its outer diameter, it is important to minimize its inner diameter. The solenoid tube must carry the internal pressure of 32 MPa and relatively thick tube would be needed if traditional design was used. The problem can be reduced by reinforcing the solenoid by epoxy resin. Vacuum and low viscous resin should are used to fill the tight wounded coil by epoxy resin afterwards. The wall thickness is selected to be 0.5 mm, which is enough for manufacturability, and the resulting coil inner diameter of 6 mm. The selected material for the tube is glass fiber filled polyacetal (POM-C). Plastic is selected in order to enable an economical manufacturing by injection molding and to prevent short circuits of the coil wires. Good properties of polyacetal are machinability, wear properties, high strength and high stiffness. A complete filling of air gaps with epoxy resin is compulsory to achieve adequate stiffness against axial compression and to enable the coil usage as a pressure vessel. The height of the coil is 16 mm, the measured outer diameter 9.4 mm, thus the cross sectional area of the coil is 27 mm^2. While the number of turns is 288 and the designed peak current 4.5 A, the current density is 48 A/mm^2.

3.4 Needle Design

The electromagnetic design is the base for the detailed needle design. The pure iron is used in the electromagnetic design and this is the starting point for the needle material. The pure iron is soft and its durability is some thousand cycles only [10]. The possible solutions are hardening, coating, bi-material or another material. Boronization is one possible coating method but it is considered too expensive [10]. This is why the needle material is selected to be Cobalt iron, which has good magnetic properties and durability. The only drawback is very high price, which is partially compensated by the small size of the needle.

The needle sticking affects the closing delay of the valve significantly and the closing delay is up to 8 ms if the needle is implemented according to Fig. 3. The sticking occurs at the top of the needle where the needle is in the contact with the valve body. This sticking is relatively straightforward to avoid by using slightly conical top of the needle instead of flat one as show in Figure 4. This modification has small negative effect on the hold current but it is essential for proper valve operation. Even more severe sticking occurs in the lower part of the magnetic circuit because of side forces. The side force is very big, if the gap between the needle and magnetic circuit is able to close completely. The problem can be reduced if an extra gap is introduced as shown in Fig. 4. This increases magnetic reluctance and thus both the peak and hold current. Fortunately, the cross sectional area of the magnetic circuit is bigger at this point, which reduces the problem.

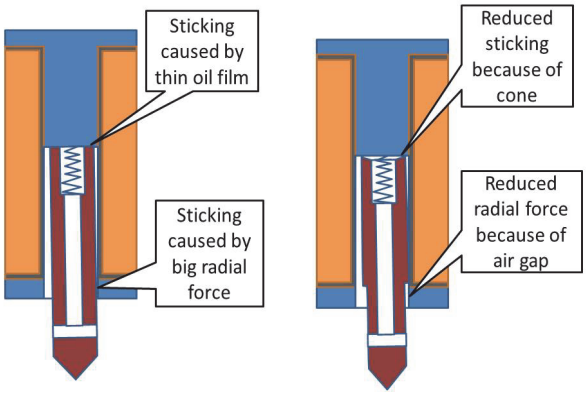


Figure 4. Sticking phenomena and ways to reduce them

3.5 Magnetic circuit, sealing and seat

The upper part of the magnetic circuit is also manufactured from the Cobalt Iron and it has external thread for fastening the valve into manifold. The sealing between coil and upper part is implemented by gluing parts together. The lower part includes the inflow flow channels and O-ring for preventing external leakage. The seat part has smoothly widening outlet channel, which increases the flow rate by 10-15 % according to CFD calculations of [10]. The parts are shown in Figure 5.

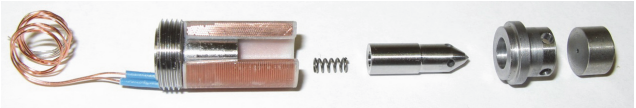


Figure 5. Parts of the valve

3.6 Experimental results

The individual valve prototypes have been measured with different inlet and outlet pressures and the opening delay is 1.4 – 2.3 ms depending on pressure differential. The closing delay is 3.4 ms with 1 MPa pressure differential and it shortens to 2.0 ms at 21 MPa pressure differential. The delays are determined from pressures. The flow rate of the prototype valve is about 1.4 l/min @ 3.5 MPa pressure differential.

4 Manifold Design

The next design challenge is how to integrate valves into manifold. The main functions of the manifold are:

- Implements CETOP3 standard interface
- Implements sufficiently wide flow paths between valves
- Carries pressure forces
- Prevents internal and external leakage
- Aligns valve parts radially
- Closes magnetic circuit between upper and lower parts of valves

The manifold design is based on analysis of Chapter 2 and Figure 2 (b). The traditional manufacturing methods would yield long drillings, huge number plugs and relatively narrow flow paths, and the alternative manufacturing method is thus needed. Laser sintering allows artificial shapes, but it is considered too expensive method for volume production. Another option is plate lamination in which design is little bit more constrained but still much more flexible than traditional manufacturing. This technology is selected and the design process has been explained in [8]. The result of the manifold design is shown in Figure 6. The plate material is 2 mm steel and the parts are manufactured by combined laser cutting/punching machine. After manufacturing, the parts are cleaned and electrolytic coated by 6 µm copper layer. This thin layer is enough for tight and leakage free lamination and does not significantly disturb the magnetic properties of the manifold. The plates are stacked and heat treated in the vacuum furnace. Several hundred manifolds can be heat treated in one batch, which takes about three hours. This allows low-cost volume production. The final phase is manufacturing of threads. So far, the functionality of the manufacturing method has been successfully verified with a valve manifold with 16 valves.

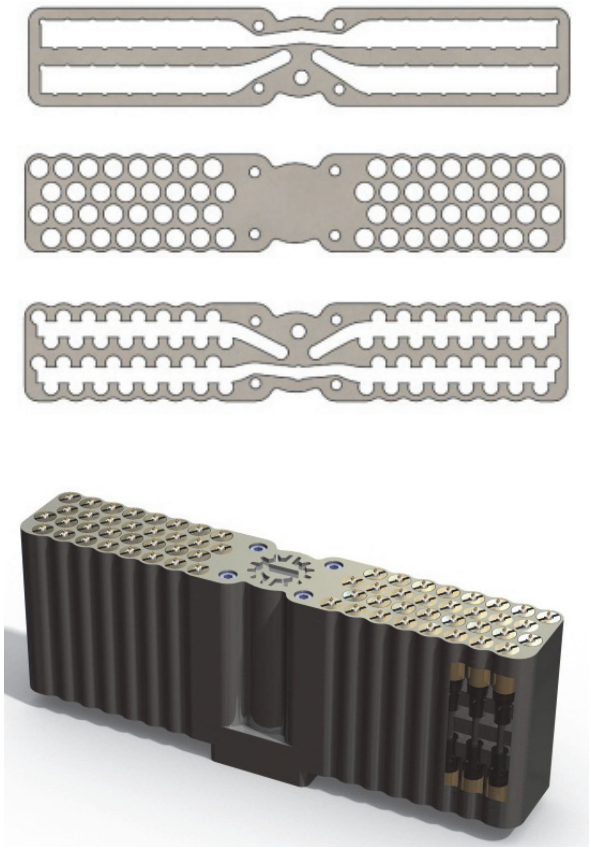


Figure 6. Selected plates (up) and final assembly (down) of the manifold

5 Integrated Power Electronics

The last challenge is to integrate 128 channel power electronics into the valve package. The main requirements are:

- The coil current must rise from zero to 4.5 A in 2 ms in order to open valve quickly enough.
- The coil current must be dropped to the 350 mA hold current after the opening boost in order to avoid overheating of the solenoid.
- When closing the valve, the current must drop permanently to zero within 0.5 ms in order to guarantee fast closing.
- Solution must be very low cost because of big number of valves.
- There is approximately 50 x 100 x 15 mm space available for power electronics of 32 valves.

The division of the power electronics into four identical parts is a natural consequence from the manifold design decisions. The existing power electronics solutions are most often based on H-bridge with two FETs plus two diodes. The solution is functional but requires two active components and two control outputs, and is considered too bulky and expensive. After analysis of several different alternatives, a new approach based on high frequency AC voltage is adopted [14]. The solution is shown in Figure 7 and has only one FET without any need for PWM control. The AC voltage charges the boost capacitor C2 through small capacitor C1. When MOSFET M1 is opened, boost capacitor discharges through the valve coil and the valve opens. The hold current is generated without additional control as the pulsed current through C1 is smoothed in C2 and the valve coil. The average value of the hold current is determined by the frequency of the source voltage and the capacitance of C1. Fast closing of the valve is achieved with internal clamp diodes of the used MOSFET or similar smart switch component. Simulations and measurements show that 220 µF boost capacitor is enough to open the valve with 21 MPa pressure difference. The measured current profile is shown in Figure 8 showing that the solution fulfills requirements. The only drawback is that about 45 ms is needed to recharge the boost capacitor to full 24 V, which limits the maximum operation frequency of single valve to 22 Hz at full pressure. This is not a big problem, because each control edge has 32 identical valves. The boost capacitor is the biggest single component and its diameter is 6.8 mm only. The component sizes allow the integration of power electronics on valves.

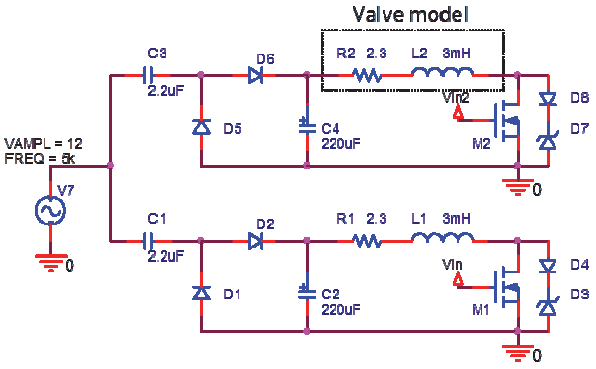


Figure 7. The circuit diagram of the new power electronics solution for two valves

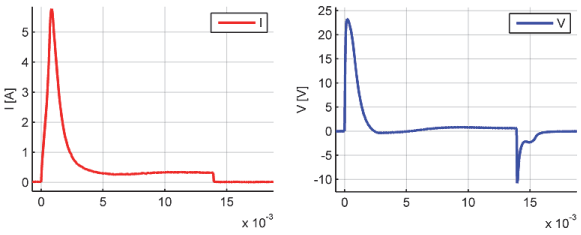


Figure 8. Measured current and voltage difference over the coil with the new power electronics. The boost capacitor is fully charged before the opening

6 Analysis of the Solution

Table 2 summarizes the characteristics of the 4x32 valve system. The height is calculated by assuming that the height of the power electronics is 15 mm. The size is competitive with CETOP3 servo valves but the mass is about three times bigger (cf. Table 1). The maximum pressure is currently limited to 21 MPa. The valve is very fast especially with bigger amplitudes because the operation principle makes the response time amplitude independent. The electric power consumption depends on the number of open valves and it is small in static situation. Normally half of valves can be open simultaneously, which gives the maximum steady-state power consumption of 16 W. However, the opening of the valve takes about 65 mJ and it is possible to have very big electric power con-

sumption if many valves are operated at high frequency. The integrated power electronics needs 45 ms to fully recharge the booster capacitor, which automatically limits the maximum switching frequency.

Table 2. Characteristics of the 4x32-bit valve package with integrated electronics

Size [mm]	49x280x132
Flow rate at Δp = 3.5 MPa [l/min]	48
Maximum pressure [MPa]	21
Mass [kg]	≈9
Step response 0-100 % [ms]	≤3
Step response 0-25 % [ms]	≤3
Electric power consumption with constant output [W]	≤16
Theoretical electric power consumption at 100 Hz and full amplitude [W]	850

7 Conclusions and Further Research

The results of this paper show that it is possible to implement compact and high performance digital hydraulic valve package, which can be installed in place of traditional CETOP3 servo or proportional valve. The main challenges solved so far are the miniaturized valve with flow capacity of 1.4 l/min at 3.5 MPa pressure differential, low cost manufacturing of complex manifold for 128 valves, and small and low cost power electronics for valves. The challenges not yet solved are the increase of maximum pressure from 21 to 32 MPa, low cost manufacturing method for composite solenoid, and the connection of solenoids and power electronics. The durability of the needle-seat combination is not known yet and better materials or coating may be needed. The Cobalt iron is expensive material (about 80 €/kg) and at least the material of the upper part should be changed. Control methods research is needed in order to utilize the unique characteristics of PNM coded valve system in optimal way and to avoid too big electric power consumption.

Acknowledgement

This research has been supported by the project Digital Hydraulics (DiHy), which is part of the Finnish Metals and Engineering Competence Cluster, FIMECC-program EFFIMA.

References

1 Liu, S. & Yao, B. 2002. Energy-Saving Control of Single-Rod Hydraulic Cylinders with Programmable Valves and Improved Working Mode Selection. The 49th National Conference on Fluid Power, Las Vegas, Nevada, USA, pp. 81–91.

2 Mattila, J. 2000. On Energy Efficient Motion Control of Hydraulic Manipulators. Dissertation, Tampere University of Technology, Publications 312, Tampere, Finland.

3 Linjama, M., Huova, M., Bostöm, P., Laamanen, A., Siivonen, L., Morel, L., Walden, M. & Vilenius, M. 2007. Design and Implementation of Energy Saving Digital Hydraulic Control System. In: Vilenius, J. & Koskinen, K.T. (eds.) The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'07), May 21–23, Tampere, Finland, pp. 341–359 (Vol. 2).

4 Anon. 2010. Ultronics™ ZTS16 Twin Spool Valve. Eaton Ultronics ZTS16 Technical Catalog E-VLMB-MC001-E3, January 2010. 19 p.

5 http://www.incova.com/ (visited 23.4.2014)

6 Anon. 2014. Metso Develops Controller for Energy-Saving Digital Hydraulic System for Papermaking Equipment Using Model-Based Design. The Mathworks User Story, http://www.mathworks.com/tagteam/79242_92071v01_Metso_UserStory_final.pdf

7 Linjama, M. 2012. Fundamentals of digital microhydraulics. Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference (8. IFK), 26-28 March 2012, pp. 385-396 (Vol. 1).

8 Paloniitty, M., Linjama, M. & Huhtala, K. 2014. Concept of Digital Microhydraulic Valve System Utilizing Lamination Technology. Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference, 24-26 March, 2014, Aachen, Germany, Vol. 1, ISBN 978-3-9816480-0-3, 12 p.

9 Karvonen, M., Juhola, M., Ahola, V., Söderlund, L. & Linjama, M. 2010. A miniature needle valve. Proceedings of the Third Workshop on digital Fluid Power, 13-14 October 2010, Tampere, Finland, pp. 61-78.

10 Karvonen, M., Ketonen, M., Linjama, M. & Puumala, V. 2011. Recent advacements in miniature valve development. Proceedings of the Fourth Workshop on Digital Fluid Power, 21-22 November 2011, Linz, Austria, pp. 90-103.

11 Anon. 2013. High-response valve with integrated digital axis controller (IAC-Multi-Ethernet), Type 4WRPDH. Bosch Rexroth datasheet RE 29391, edition 2013-09.

12 Anon. 2010. Servovalves, Direct-Operated with Integrated Digital Electronics and Fieldbus Interface, Series D636 and D637 / Sizes 03 and 05. D636 and D637 Series Servovalves, Moog Germany/PDF/Rev. 2, March 2010, Id. CDL28329-en.

13 Puumala, V. 2012. A Fast Needle Valve for Digital Hydraulics. M. Sc. Thesis, Tampere University of Technology (In Finnish).

14 Tiainen, L. 2013. Design of Control Electronics for a Digital Hydraulic Valve Package. M. Sc. Thesis, Tampere University of Technology (In Finnish).

EQUAL CODED DIGITAL HYDRAULIC VALVE SYSTEM – IMPROVING TRACKING CONTROL WITH PULSE FREQUENCY MODULATION

Miika Paloniitty,
Matti Linjama,
Kalevi Huhtala

Tampere University of Technology
Department of Intelligent Hydraulics and Automation
P.O. Box 589
33101 Tampere, Finland
miika.paloniitty@tut.fi

Previous research on digital fluid power indicates down-scaling to be beneficial to the characteristics of digital valves. This theoretical aspect yields to use equal size on/off valves in digital hydraulic valve systems. A simple miniaturized on/off valve, having orifice diameter of 0.7 mm, have been developed to study the feasibility of this approach. A manifold manufacturing technology also has been developed to facilitate the compact framework for the valve system containing dozens of the miniature valves. The first equal coded valve system prototype contains 16 miniature valve prototypes. A natural modulation method for an equal coded valve system is Pulse Number Modulation (PNM), where the output depends on the number of activated valves. With this modulation method, resolution of the output is equivalent to the number of the valves in the control edge. Limited resolution hampers the tracking control performance especially at the low velocity where small steps in flow rate are required. The main purpose of this paper is to study the feasibility of Pulse Frequency Modulation (PFM) to improve the controllability of the equal coded valve system at the velocities below the minimum velocity with PNM control. Poor controllability at low velocities is one of the main challenges of the digital hydraulic valve systems. Characteristics of the PFM method are analysed and an experimental study is carried out to measure the improvement of the PFM method on the tracking control performance. The study indicates that the PFM method is an effective way to improve tracking control performance at low velocity.

Key words: *Digital Fluid Power, Equal coding, Pulse Frequency Modulation, Pulse Number Modulation*

1 Introduction

Digital hydraulic valve systems have been studied much during the last decade. Many beneficial aspects have been recognised with valve systems utilising parallel connected on/off valves, for example high performance control with good energy efficiency [1]. Previous research also indicates that down-scaling of on/off valves is beneficial [2]. That leads to use equal size miniaturised on/off valves to realise digital flow control units (DFCU) which correspond control edges of analogue valves. A suitable commercially available valve for a compact equal coded valve system has not been found but prototype valves (Figure 1) and later the whole valve system concept have been developed [3], [4]. The first prototype system contains 16 prototype on/off valves (Figure 2).

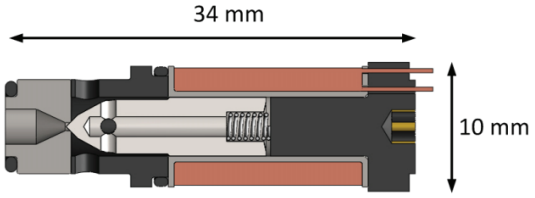


Figure 1. The cross sectional figure of the latest valve prototype

One remaining challenge in digital hydraulic valve systems is poor controllability at low velocities. In order to achieve cavitation free and energy efficient control, simultaneous pressure and velocity control is required and that is difficult at low velocity with limited resolution. Linjama & Vilenius [5] have analysed this topic and noticed the challenge. An obvious solution is to increase the number of valves but that leads to too small orifices and another solution was preferred. They introduced four edge control and presented im-

proved controllability [5]. The paper also discussed the drawbacks of the solution. It increases the power losses because of a simultaneous opening of pressure and tank side valves causing flow directly from supply to tank. Also increased sensitivity against load force changes was noticed to result in jamming like behaviour at the start of the movement. Four edge control is also computationally expensive and requires accurate flow models.

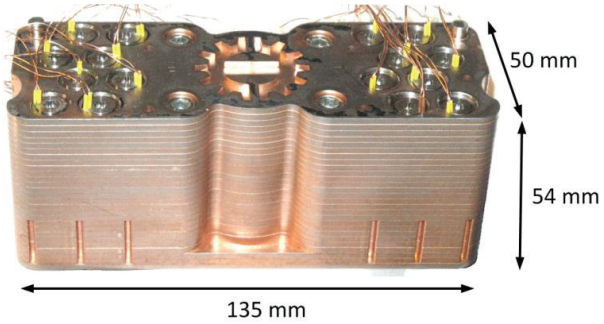


Figure 2. The first equal coded valve system prototype with CETOP 3 interface

Continuous switching is one known method to realise a proportional like control even with one on/off valve. There are several modulation methods including Pulse Frequency Modulation (PFM) and Pulse Width Modulation (PWM). PWM is mostly used in digital hydraulics [6]. One challenge in PWM control is that small effective openings are difficult to achieve. One solution is to exploit the ballistic mode [7] but that is sensitive to variations in opening and closing delays. Small effective openings can be easily and robustly achieved with pulse frequency modulation, but the quality of motion may be poor.

The main purpose of this paper is to study the feasibility of the PFM to increase the controllability of the actuator at low velocities. Study is carried out with a cylinder drive in two edge connection thus simultaneous pressure and velocity control cannot be realised. However, the challenge of the controllability at low velocities is a question of flow resolution at small openings and that can be studied with the simplified system.

2 Improving flow resolution with PFM

Pulse frequency modulation (PFM) is one of the digital control methods which can be used to realise proportional control with one continuously switching valve and hence realise flow rates less than the flow rate of one constantly opened valve. That is rarely used in the digital hydraulic valve systems. Some theoretical analyses are presented [7] and [8]. Paper [7] presented an extensive analysis of digital control methods for one switching valve. PFM was the only control method by which small average openings could be realised without a ballistic mode. However, they stated that this method leads to low control quality because of a conflict between accurate positioning and high flow rate. PFM utilises constant pulse duration and if the duration is selected to be short, the actuator can be positioned very accurate but the maximum flow rate is low and requires high switching frequency. A longer pulse allows a higher maximum flow rate and decreases the required switching frequency, but positioning would not be as accurate as with shorter pulse duration. They concluded that PFM is not usable for controlling an on/off valve in the configuration using only one switching valve per metering edge.

In the equal coded valve system concept, many and similar on/off valves exist in each DFCU (metering edge) and that removes some limitations discussed above. The main advantage of the PFM control is that very small average openings can be realised without ballistic modes. Ballistic modes cause a strong nonlinearity in the control and are sensitive against variations in valve dynamics. The drawback of the PFM control without a ballistic mode is that pause duration should be long at small openings resulting in jerky control. The effect could be minimised by choosing short pulse duration.

Assumption that the pause duration represents the quality of the control leads to select as short pulse duration as possible. While the ballistic mode is not allowed, the pulse duration can be determined by valve dynamics. With the proto-

type valves used in this study that is approx. 3 ms. Because of the prototype valve dynamics, theoretical maximum pulse frequency without an inverse ballistic mode is about 220 Hz corresponding the effective opening of 0.67. Thus, good controllability between zero and one valve opening cannot be realised with only one prototype valve. In addition, the thermal properties of the valve may limit the maximum frequency lower when maximum effective opening is even smaller. Nevertheless, with the equal coded valve system, many valves can be used and good controllability up to one valve opening or even above can be realised. The principle is simple: opening pulses are done with different valves by turns. Figure 3 illustrates the principle of this kind of control. An example illustrates three equal valves by which the pulses are done by turns. The right side illustrates the situation where effective opening is above one valve opening.

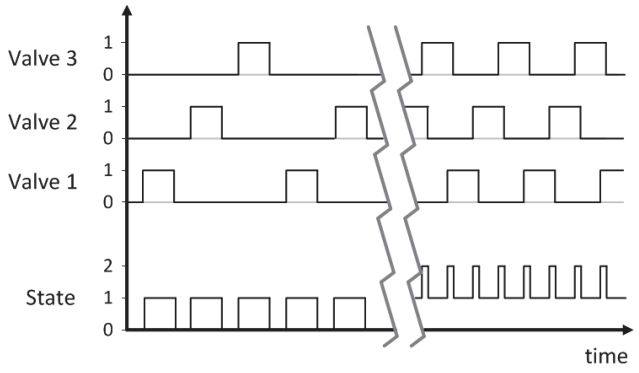


Figure 3. Pulse frequency modulation with tree valves.

One very advantageous property of this method is that switching duty is equalized between all valves in the DFCU. PFM control produces a high number of switching which may lead to durability problems, but in the equal coded valve system the problem is reduced by the factor of the valve number. On the other hand, PFM is to be used only to reduce the smallest steady state opening, thus durability would not be a problem even with one switching valve.

2.1 Using PFM in controller

The use of model based control is established practice in digital hydraulics. Thus, the PFM control should be modelled. The model should output the control frequency f which realises the average flow rate Q fed to input. Calculation of the flow rate of the constantly opened valve is a basic issue in digital hydraulics and good solutions are developed [9]. Thus, the frequency model could be written as the Equation (1) presents,

$$f(Q) = \frac{Q}{Q_{model} A_{pulse}} \tag{1}$$

where Q_{model} represents the flow rate of constantly opened valve and A_{pulse} represents the effective pulse area which could be calculated by the Equation (2) according to valve dynamics presented in Figure 4.

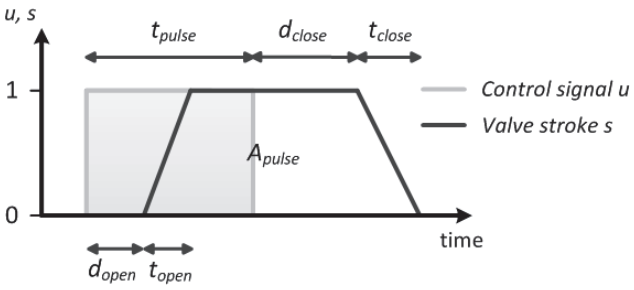


Figure 4. A schematic diagram of an on/off valve response to the control pulse

$$A_{pulse} = t_{eff} = t_{pulse} - d_{open} + d_{close} - \frac{t_{open}}{2} + \frac{t_{close}}{2} \tag{2}$$

It should be noticed that all the parameters determining valve dynamics are pressure dependent. If the target is a very accurate model, the parameters should be modelled as a function of pressure. That naturally requires effort to measure the accurate behaviour of the valves. In this study, the valve dynamics are assumed to be constant.

2.2 Model based PFM with several valves

Different valves have different steady state flow rates and different opening and closing dynamics causing different average effective flow rates with the same frequency, if the same pulse duration is used. When the opening pulses are done with different valves by turns, it could be advantageous if the pulse durations of the valves are fine-tuned so that the same average effective flow rate realises. In other words, t_{pulse} should be fine-tuned for each valve so that same amount of oil is passed by each pulse.

To decrease the required effort to measure the properties of the equal coded valve system and to enable a computationally light-weight controller, a simplified approach has been developed. The main principle is to assume all on/off valves identical which makes the controller much simpler. The reduction of the control performance seems to be quite small [4].

3 Test system

Measurements are carried out with a vertically assembled cylinder (32/18 – 500) having a load mass of 50 kg. The chamber B is connected directly to the supply line (Figure 5). The prototype valve system is connected to have two DFCUs, each having eight valves. The system contains an accumulator in the supply line. The pump is switched on when pressure in the supply line decreases below 70 bar and switched off when the pressure reaches 80 bar. Thus, pressure is not constant.

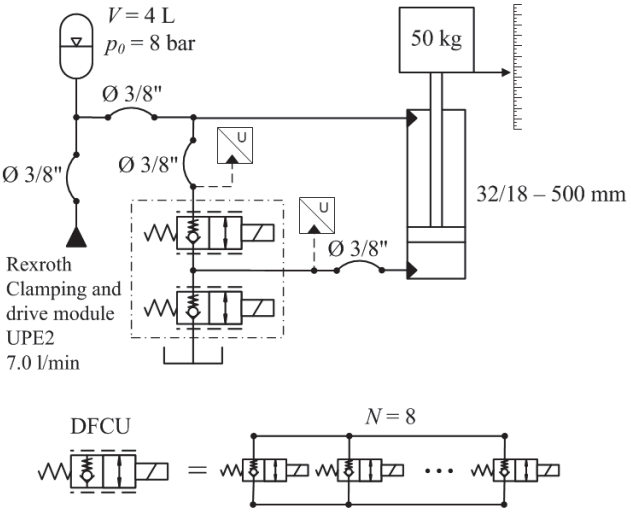


Figure 5. Hydraulic circuit of the test system

The control system is implemented with dSpace DS1103 controller board. Pressures are measured with Trafag NAH transmitters with the pressure range of 250 bar. The position of the cylinder piston is measured with a Heidenhain LS477 linear encoder with resolution of 0.5 μm. The natural frequency of the system is about 125 rad/s.

4 Implementation of control system

The system utilises a closed loop position control and an open loop velocity control. A discrete time proportional controller is used for position control. The closed loop velocity reference is calculated by Equation (3)

$$v_{CST} = v_{ref} + K_p(x_{ref} - x) \tag{3}$$

The closed loop velocity reference v_{CST} is fed to the model based valve controllers which generate the best opening for the next sampling period. Two valve controllers are studied; a pure PNM controller and a controller which utilises PFM control at low velocities and PNM control for higher velocities.

4.1 Valve characteristics

The characteristic curves of the valves are measured in order to gain parameters for the flow models. The generalised exponent flow model which takes cavitation choking into account is used in this study [9]. The flow rates of the pressure side valves with pressure differential of 3.5 MPa are between 1.2 – 1.8 l/min and of tank side 1.1 – 1.5 l/min. The flow rates of the tank side valves are smaller because of cavitation choking. Deviation in flow rates is quite big because half of the valves in both DFCUs were enlarged to have an orifice diameter of 0.75 mm while the original was 0.70 mm.

Response times of the valves are also measured. Pressure, voltage and current measurements are used to determine the response times. Opening responses are depending on pressure differential and the valve but are around 1.5 ms. Closing responses varied much more having values between 1.5 – 4.0 ms.

4.2 Implementation of PNM controller

In hydraulics, pulse number modulation is a control method where output is controlled by the number of opened valves. This control method is natural for equal coded valve system. While all valves are nominally similar, duty of valves also could be equalised. However, to keep the controller simple, this equalization is not implemented in this study but opening order is always the same like presented in Table 1.

Table 1. Opening order of the valves

State	Valve 1	Valve 2	Valve 3	Valve 4	Valve 5	Valve 6	Valve 7	Valve 8
1	1	0	0	0	0	0	0	0
2	1	1	0	0	0	0	0	0
3	1	1	1	0	0	0	0	0
4	1	1	1	1	0	0	0	0
5	1	1	1	1	1	0	0	0
6	1	1	1	1	1	1	0	0
7	1	1	1	1	1	1	1	0
8	1	1	1	1	1	1	1	1

The implemented PNM controller uses individual flow models for each valve. Both DFCUs have 8 states (zero excluded) thus 16 steady state velocities are to be calculated in every sampling period. Steady state velocities are calculated and opening is selected for the next sampling period with a cost function based algorithm. The cost function includes terms for velocity error and number of switching. A stop mode is implemented separately and activated when the velocity reference for the controller is below the stopping threshold. The stopping threshold is tuned as small as possible so that no limit cycle oscillation occurs.

4.3 Implementation of PFM controller

PFM controller is implemented so that pulses are produced with different valves in turn as described previously. To keep the controller simple, all valves in each DFCU are assumed to be identical and only two flow models using average parameters are used in this controller mode. The sampling period for the PFM controller is the same than the sampling period of the PNM controller. Although the part of the controller which generates the valve control pulses should operate in a higher frequency.

The pulse width is tuned as short as possible without a ballistic mode. The pulse width of 1.4 ms was found to have an adequate reliability for the valves to stay in normal mode. In the pressure side DFCU, average realised pulse width t_{eff} is 3.0 ms and in the tank side DFCU, 2.5 ms. The maximum effective opening with the PFM is limited to the opening which corresponds one constantly opened valve, thus maximum frequency for the pressure side DFCU is 333 Hz and for the tank side 400 Hz. The controller is switched to the PNM control when the frequency exceeds the limit values.

To prevent limit cycle oscillation (which actually occurs at very low frequency) a similar stopping mode, than in the PNM controller, is implemented. The stopping threshold is also tuned equally yielding much smaller value.

4.4 Test trajectories

Test trajectories for the study are selected to be similar than in a study presented in [5]. So fifth order polynomial is used as a position reference with the movement time of 2 seconds. Three different strokes are studied; 15 mm, 50 mm and 130 mm. Two smaller strokes are similar to the reference but the last one is smaller because of limited maximum velocity with the prototype valve system.

5 Experimental results

A stability limit for the proportional controller gain value was found to be approximately 70 1/s by step response measurements. Thus the controller gain of 30 1/s is selected. Pressure signals are filtered with first order discrete low pass filter with break frequency of 40 rad/s which produces 10 dB attenuation at the natural frequency of the system. Controller parameters are shown in Table 2. Weight of the number of valve switching is tuned such that the number of switching is reduced as much as possible without any significant decrease in the control performance.

Table 2. The controller parameters

Property	Value
Proportional gain	30 1/s
Weight of the number of switching	0.01 m/s
Break frequency of pressure filters	40 rad/s
Sample time of controllers	5 ms
Sample time of pulse generation	0.2 ms
Stopping threshold for PFM	0.5 mm/s
Stopping threshold for PNM	9 mm/s

Each measurement is carried out five times to increase the reliability of the results. Integral of Square Error (ISE) and maximum position error are used as performance indices. The average values of those are gathered by Table 3 and Table 4. With 130 mm and 50 mm stroke lengths, maximum position errors are on the same level with both controllers. However, with the smallest stroke (15 mm) the difference is significant. The ISE values are indicating also that the most significant difference occurs with the smallest stroke, as expected. Reasonable improvement is observed also with longer strokes.

Table 3. Average values of the maximum position error

	Maximum position error (mm)	
Trajector	PNM	PFM+PNM
L (130 mm)	0.81	0.84
M (50 mm)	0.68	0.60
S (15 mm)	0.61	0.16

Table 4. Average values of the ISE performance index

	ISE (mm^2*s)	
Trajector	PNM	PFM+PNM
L (130 mm)	0.31	0.22
M (50 mm)	0.27	0.12
S (15 mm)	0.21	0.01

The positioning accuracy with the PFM control is observed to be much better than without. The reason is the stopping threshold which can be significantly smaller with PFM control. The realised positioning accuracies are 17 µm and 300 µm with and without PFM control respectively. That would be a reason for smaller ISE value with PFM control despite the same or even bigger maximum position error. Figure 6 presents typical results with 130 mm stroke. With this stroke, quite good velocity tracking is observable in extending movement with both controllers while all eight valves are used. Velocity tracking is more fluctuating in retracting movement because fewer valves are used.

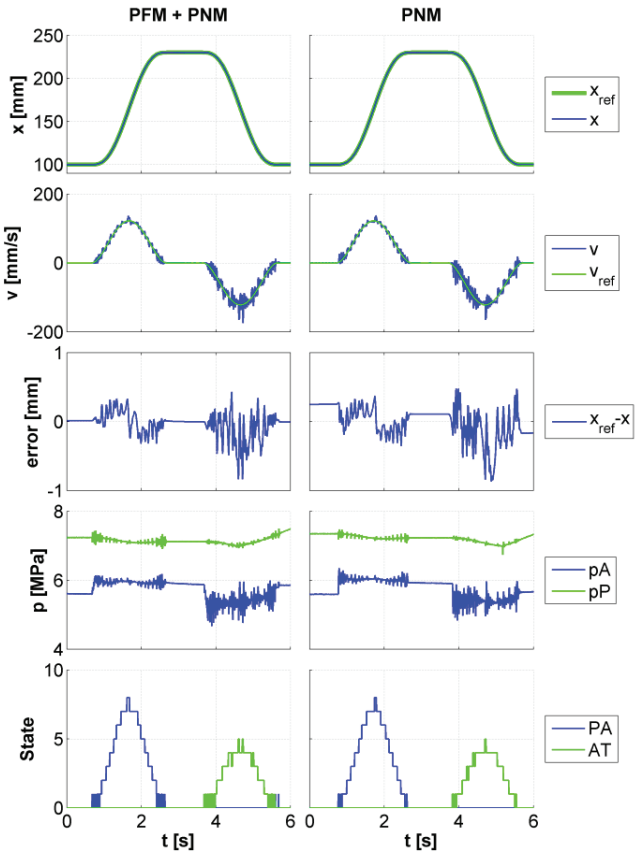


Figure 6. Results with 130 mm stroke

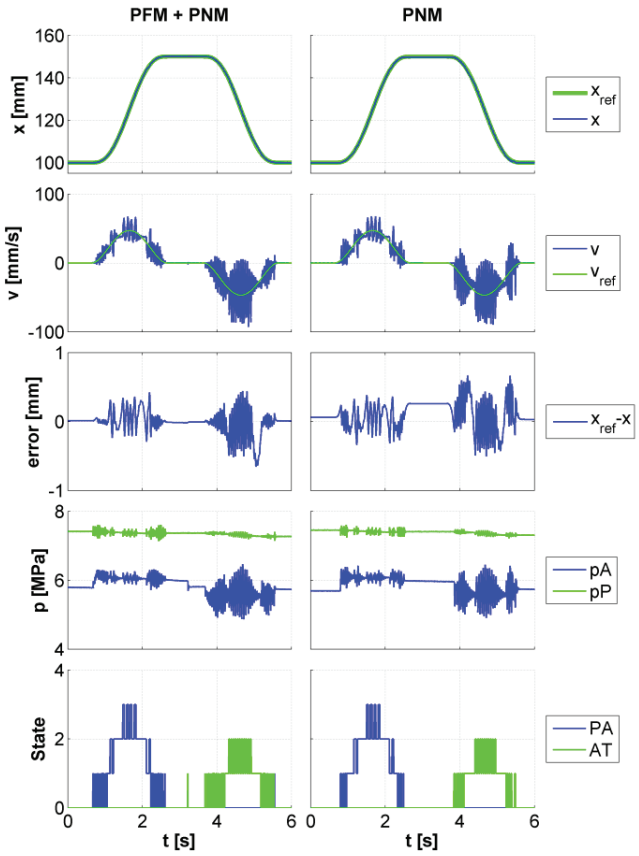


Figure 7. Results with 50 mm stroke

Figure 7 depicts the result with 50 mm stroke. Slightly better position tracking is observable where the PFM is used. Relative velocity tracking is not so good anymore because only three valves are used for extending and two for retracting movement. In retracting movement, continuous switching occurs even without PFM control but the maximum frequency correspond the natural frequency of the system and increases natural oscillation.

The results of 15 mm stroke are seen in Figure 8. The velocity reference is all the time below the minimum velocity of PNM control, thus pure PFM control is used with the combination controller. The PNM controller uses continuous like switching with one valve in the movements to both directions. With the PNM control, fluctuating movement is visible even on the position signal. Duty of the PFM control is fluctuating at the natural frequency of the system quite strongly which indicates too high P-gain in the position controller. However, the ISE and the position error are significantly smaller with PFM control.

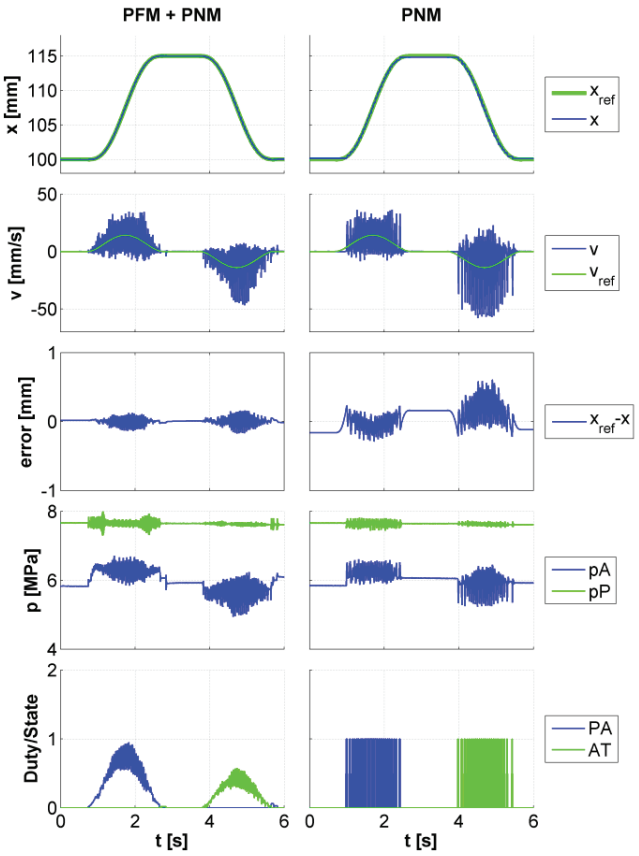


Figure 8. Results with 15 mm stroke

6 Summary and conclusion

In this paper, the challenge of an accurate position tracking at low velocities with digital hydraulic valve control is discussed. The main reason is a limited flow resolution of DFCU. The known solution candidates to increase the resolution are; to increase the number of valves, or to use four edge control and exploit cross flow. Also drawbacks of these solution candidates are discussed. The use of pulse frequency modulation to increase the tracking control performance at small velocities is analysed. The equal coded valve system enables the effective use of PFM. The feasibility of the approach is studied with an experimental study. The results show that PFM can be used to improve controllability at least of a single acting cylinder. Remarkable reduction in maximum position error is realised within a low velocity trajectory. However, natural oscillation hampers the control and resonance is clearly seen.

In general, equal coded valve system seems to have much potential for good tracking control. The achieved results with low velocity trajectories (50 mm and 15 mm strokes), even with pure PNM control, are better than the results of Linjama & Vilenius [5]. They achieved 1 mm maximum position error with both strokes while the corresponding result of this study was 0.7 mm. The results are well comparable because the inertia, the natural frequency and also the step size of the valve systems seems to be quite similar.

7 Acknowledgements

This research is funded by the doctoral school of industry innovations (DSII) and the DiHy-project which is a part of the EFFIMA-program of the Finnish Metals and Engineering Competence Cluster, Fimecc Ltd.

Nomenclature

Variable	*Description*	*Unit*
A_{pulse}	Effective area of opening pulse	[s]
d_{close}	Closing delay	[s]
d_{open}	Opening delay	[s]
f	Frequency of PFM control	[Hz]
K_p	Proportional gain of position controller	[1/s]
t_{close}	Movement time of valve closing	[s]
t_{eff}	Effective pulse duration	[s]
t_{open}	Movement time of valve opening	[s]
t_{pulse}	Pulse duration of control signal	[s]
p_0	Precharge of accumulator	[Pa]
Q	Desired flow rate	[m^3/s]
Q_{model}	Calculated flow rate	[m^3/s]
Q_{nom}	Nominal flow rate	[m^3/s]
V	Volume of accumulator	[L]
V_{valve}	Volume of valve	[m^3]
v_{CST}	Closed loop velocity reference	[m/s]
v_{ref}	Velocity reference from trajectory	[m/s]
x	Position of cylinder	[m]
x_{ref}	Position reference of cylinder	[m]

References

[1] M. Linjama, M. Huova, P. Boström, A. Laamanen, L. Siivonen, L. Morel, M. Waldén and M. Vilenius (2007) "Design and Implementatin of Energy Saving Digital Hydraulic Control System," in Proceedings of 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'07), Tampere.

[2] M. Linjama (2012) "Fundamentals of Digital Microhydraulics," in 8th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany.

[3] M. Karvonen, M. Juhola, V. Ahola, L. Söderlund and M. Linjama (2010) "A Miniature Needle Valve," in Proceedings of The Third Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland.

[4] M. Paloniitty, M. Linjama and K. Huhtala (2014) "Concept of Digital Microhydraulic Valve System Utilising Lamination Technology," Aachen.

[5] M. Linjama and M. Vilenius (2005) "Improved Digital Hydraulic Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder Drive," International Journal of Fluid Power, vol. 6, no. 1, pp. 29-39.

[6] Plöckinger, M. Huova and R. Scheidl (2012) "Simulation and Experimental Results of PWM Control for Digital Hydraulics," in Proceedings of The Fifth Workshop on Digital Fluid Power, Tampere.

[7] Schepers, D. Weiler and J. Weber (2012) "Comparison and Evaluation of Digital Control Methods for On/Off Valves," in Proceedings of the Fifth Workshop on Digital Fluid Power, Tampere.

[8] Gradl and R. Scheidl (2014) "A pulse-frequency controlled hydraulic drive for the elastic deformation of a structure," in 9th IFK Conference proceedings, Aachen.

[9] M. Linjama, M. Huova and M. Karvonen (2012) "Modelling of Flow Characteristics of On/Off Valves," in Proceedings of the Fifth Workshop on Digital Fluid Power, Tampere.

E. Rafikova,
M. Rafikov
Federal University of ABC
Av. Dos Estados 5001,
Santo Andre, São Paulo, Brasil
elvira.rafikova@ufabc.edu.br
marat.rafikov@ufabc.edu.br

P.R.G. Kurka
State University of Campinas
200, Rua Mendeleyev, Campinas,
São Paulo, Brasil
kurka@fem.unicamp.br

NONLINEAR TRACKING OF NONHOLONOMIC ROBOT

In this work is presented the application of the State Dependent Ricatti Equation (SDRE) method for the tracking control problem of a nonholonomic mobile robot. The system tracks a reference robot instead of a reference curve minimizing the errors and control efforts. The numerical simulations demonstrate the efficacy of the control method applied to track different trajectories through the reference robot.

Key words: *nonholonomic mobile robot, State Dependent Ricatti Equation control, reference robot.*

1 Introduction

One of the most important problems regarding the intelligent mobile robots is a trajectory control in order to achieve proper autonomous locomotion. In this paper it is considered a tracking control problem of a nonholonomic robot with differential steering.

This problem received attention in [1] in which a locally exponentially stabilizing control was proposed. A dynamic feedback linearization technique for wheeled mobile robot was presented in [2]. Global tracking control laws were proposed in [3]. Model -based predictive control for the differential steering mobile robot is presented in [4]. In [5] the switched control is proposed for nonholonomic mobile robot.

The control method considered in this paper is State Dependent Riccati Equation (SDRE) control. This strategy has become popular within the control community over the last decade, providing a very effective algorithm for synthesizing nonlinear feedback controls by allowing nonlinearities in the system states while additionally offering great design flexibility through state dependent weighting matrices. For this method Mracek and Cloutier [6] proved local asymptotic stability for a multivariable case system with SDRE feedback controller. A review of SDRE method can be found in [7].

In this work the SDRE control was applied to a differential steering robot model without linearization and the nature of this method permits its use in online and real-time applications. Also the robot tracks a reference robot which follows the desired trajectory only by variation of linear and angular reference velocities.

2 Robot Model

This work considers a nonholonomic wheeled mobile robot of differential steering type, shown in Figure1 . The model consists of chassis attached to the two identical, parallel-mounted, non-deformable, standard type wheels, actuated independently. Ideally the wheels do not slip either on the ground contact point, or in the lateral direction.

The kinematics of mobile robot is given by the model:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= v\cos\theta \\ \dot{y} &= v\sin\theta \\ \dot{\theta} &= \omega \end{aligned} \tag{1}$$

Where $[x \quad y \quad \theta]^T$ are the position and orientation coordinates of the robot and $[v \quad \omega]^T$ are the linear and angular velocities of the robot, respectively. The linear and angular velocities of the robot are given by the composition of the rotation velocities of the right and left wheel.

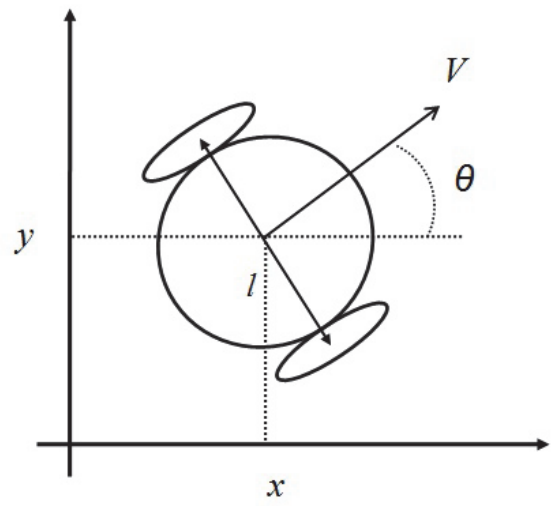


Figure 1 The differential steering mobile robot schematic model

3 Control tracking problem of the differential steering robot

The nature of the tracking control problem relies on minimization of a state error. This error can be expressed by vector $e(t)=\begin{bmatrix}e_1 & e_2 & e_3\end{bmatrix}^T$, defined as:

$$e=\begin{bmatrix}x-x_r\\ y-y_r\\ \theta-\theta_r\end{bmatrix} \tag{2}$$

where $\begin{bmatrix}x_r & y_r & \theta_r\end{bmatrix}^T$ are the position and orientation coordinates of the reference robot. It is considered that the reference system is the same robotic system with desired position and velocity then it can be written in the same form as (2):

$$\begin{aligned}\dot{x}_r &= v_r\cos\theta_r\\ \dot{y}_r &= v_r\sin\theta_r\\ \dot{\theta}_r &= \omega_r\end{aligned} \tag{3}$$

where $\begin{bmatrix}v_r & \omega_r\end{bmatrix}^T$ are linear and angular velocities of the reference robot.

Taking into account (1) and (3) the following error system is obtained:

$$\begin{aligned}\dot{e}_1 &= v_r\cos\theta_r\cos e_3 - v_r\sin\theta_r\sin e_3 +\\ &+u_1\cos\theta_r\cos e_3 - u_1\sin\theta_r\sin e_3 - v_r\cos\theta_r\\ \dot{e}_2 &= v_r\sin\theta_r\cos e_3 + v_r\sin e_3\cos\theta_r +\\ &+u_1\sin\theta_r\cos e_3 + u_1\cos\theta_r\sin e_3 - v_r\sin\theta_r\\ \dot{e}_3 &= u_2\end{aligned} \tag{4}$$

where a control vector $\begin{bmatrix}u_1 & u_2\end{bmatrix}^T$ is defined as:

$$u=\begin{bmatrix}v-v_r\\ \omega-\omega_r\end{bmatrix} \tag{5}$$

The system (4) can be presented in matricial form as:

$$\begin{bmatrix}\dot{e}_1\\ \dot{e}_2\\ \dot{e}_3\end{bmatrix}=A\begin{bmatrix}e_1\\ e_2\\ e_3\end{bmatrix}+B\begin{bmatrix}u_1\\ u_2\end{bmatrix} \tag{6}$$

where the matrices A and B are :

$$A=\begin{bmatrix}0 & 0 & \dfrac{v_r\cos\theta_r(\cos e_3-1)-v_r\sin\theta_r\sin e_3}{e_3}\\ 0 & 0 & \dfrac{v_r\sin\theta_r(\cos e_3-1)+v_r\cos\theta_r\sin e_3}{e_3}\\ 0 & 0 & 0\end{bmatrix} \tag{7}$$

and

$$B=\begin{bmatrix}\cos\theta_r-e_3\sin\theta_r & 0\\ \sin\theta_r+e_3\cos\theta_r & 0\\ 0 & 1\end{bmatrix} \tag{8}$$

Next follows the explanation of SDRE control method for reference robot tracking problem.

4 SDRE control method applied to reference robot tracking problem

State Dependent Ricatti Equation Control Method provides very effective algorithm for synthesizing nonlinear feedback controls by allowing nonlinearities in the system states while additionally offering great design flexibility through state dependent weighting matrices [8].

This method considers the general infinite horizon, input-affine, autonomous, nonlinear regulator problem of the form:

$$\dot{e} = A(e)\,e + B(e)\,u \tag{9}$$

The minimized functional is:

$$J = \frac{1}{2}\int_0^{\infty} [e^T Q(e)\,e + u^T R(e)\,u]dt \tag{10}$$

where $e \in \Re^3$ is a state vector and matrices *Q(e)* and *R(e)* are positive definite for all *e*.

The control *u* is given by equation:

$$u = -R^{-1}(e)\,B^T(e)P(e)\,e \tag{11}$$

where the matrix *P(e)* is obtained from :

$$\begin{aligned} &A^T(e)P(e) + P(e)A(e) - \\ &-P(e)B(e)R^{-1}(e)B^T(e)P(e) + Q(e) = 0 \end{aligned} \tag{12}$$

Equation (12) is a state dependent Riccatti equation. According to Mracek and Cloutier [6] the regulator (11) with *P(e)* obtained from (11), is suboptimal.

5 Numerical Results

The goal of this section is to demonstrate the system response in a tracking control problem of the generic form reference for a differential steering wheeled robot. The reference robot model is given by (3). These reference velocities are parameters and can be set to drive reference robot in various types of trajectories. The following numerical simulations show robot tracking in cases where reference robot follows linear, circular trajectory and eight-shaped curves.

5.1 Linear Reference

The reference robot trajectory is linear when $\theta_r = const$. In this case, the robot control functions are determined in following form:

$$\begin{aligned} v &= v_r + u_1 \\ \omega &= u_2 \end{aligned} \tag{13}$$

where u_1 and u_2 are determined by (11) and (12).

The error system and robot tracking trajectories are presented in Fig.2 and Fig.3, respectively.

5.2 Circular Reference

The reference robot trajectory is circular when $\omega_r = const$. In this case, the robot control functions are determined from the following form:

$$\begin{aligned} v &= v_r + u_1 \\ \omega &= \omega_r + u_2 \end{aligned} \tag{14}$$

The error system and robot tracking trajectories are presented in Figure 4 and Figure 5, respectively.

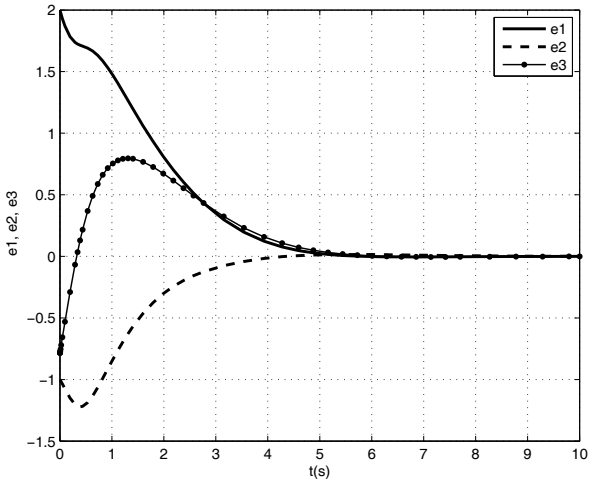


Figure 2. Error system trajectories for $\theta_r = \pi/4$ and $v_r = 1$

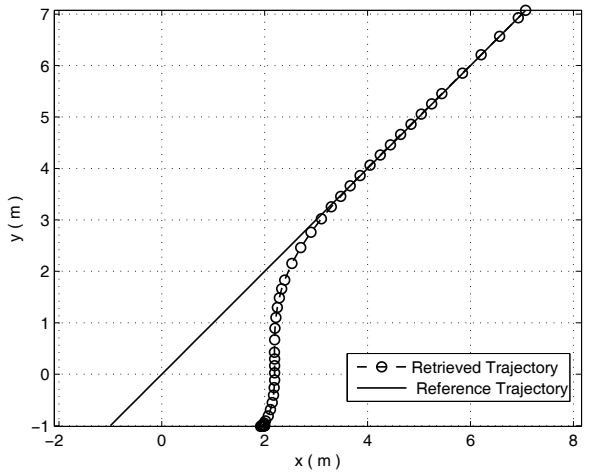


Figure 3. Robot tracking trajectory for $\theta_r = \pi/4$ and $v_r = 1$

In Figure 4 error coordinate trajectories are driven to zero in less than three second by the control effort.

In Figure 5 the solid line represent the robot trajectory converging to the circular reference (represented by dotted line).

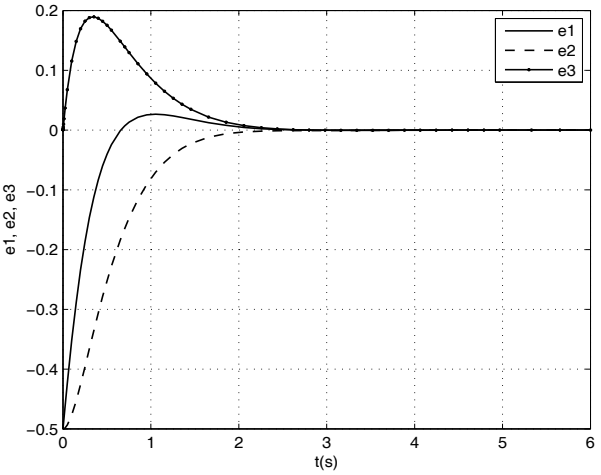


Figure 4. Error system trajectories for $\theta_r = \pi/4$ and $v_r = 1$

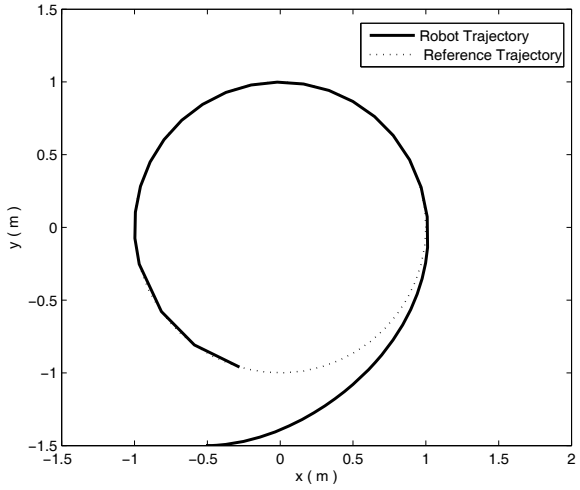


Figure 5- Robot tracking trajectory
for $\theta_r = \pi/4$ and $v_r = 1$

5.3 Eight-shape trajectory

Figure (6) depicts the reference robot, represented by dotted line executing the eight-shaped curve while the actual robot (solid line) tracks the eight-shaped reference. Figure (7) shows the error coordinates converging to zero.

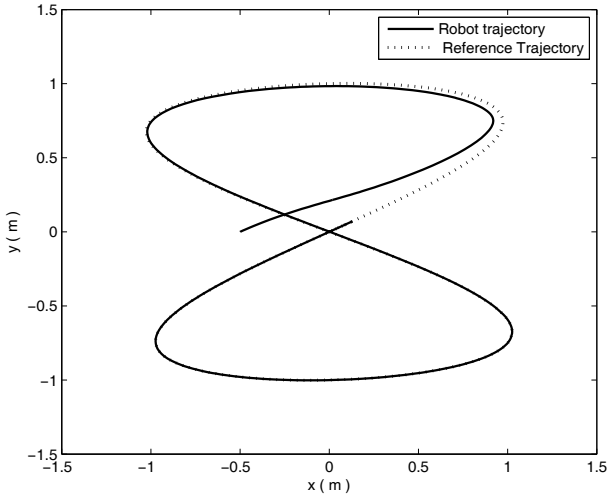


Figure 6. Eight-shape curve

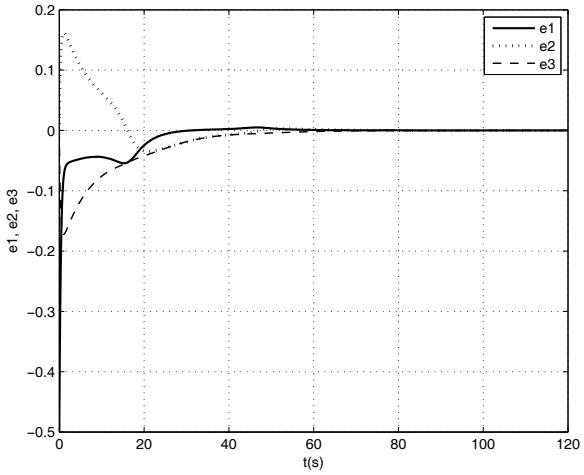


Figure 7. Error system trajectories
for eight-shape reference

6 Conclusion

The application of the SDRE method for the tracking control of a mobile robot is presented in this work. The proposed control law minimizes the quadratic cost functional consisting of tracking errors and control efforts.

The SDRE method controls directly the nonlinear error coordinates system without linearization or any other transformation. Other contribution of this work is that the robot model tracks a generalized reference robot and not a particular trajectory. That means by the alteration of the linear and angular reference velocities one can obtain different curves. Therefore the choice of desired trajectory becomes a matter of choice of appropriate linear and angular reference velocities. Tracking control problem of the reference robot instead of a particular

trajectory also is suitable and interesting for collaborative robotics problems like following a leader problem, which can be a next step for this work.

References

[1] Walsh, G.,Tilbury D., Sastry S., Murray R. Laumond J. (1994) Stabilization of trajectories for systems with nonholonomic constraints. *IEEE Trans Auto. Control* , 39(1), pp.216—222.

[2] Canudas, de Wit, C., \& Sordalen, O. J. (1992) Exponential stabilization of mobile robots with nonholonomic constraints. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 37(11), pp. 1791—1797.

[3] Jiang, ZP and Nijmeijer, H.(1999) A recursive technique for tracking control of nonholonomic systems in chained form. *IEEE Trans. Autom.Control*, 44(2), pp. 265—279.

[4] Klancar, G., Skrjanc, I. (2007) Tracking error model-based predictive control for mobile robots in real time. *Robotics and Autonomous Systems*, 55, pp.460-469.

[5] Sankaranarayanan, V., Mahindrakar, A. D.: Switched control of a nonholonomic mobile robot.(2009) *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat*, 14, pp. 2319-2327.

[6] Mracek, C.P. and Cloutier, J.R.(1998) Control designs for the nonlinear benchmark problem via the state-dependent Riccati equation method. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 8, pp. 401-433.

[7] Cimen, T. (2010) Systematic and effective design of nonlinear feedback controllers via the state-dependent Riccati equation (SDRE) method. *Annual Reviews in Control*, 34(1) , pp.32—51.

[8] Cloutier ,J. R., Mracek, C. P., Ridgely D. B., and Hammett K. D., State dependent Riccati equation techniques: Theory and applications," presented at the Workshop Notes: Amer. Control Conf., Philadelphia, PA, June 1998.

[9] Oriolo, G., Luca, A. de, Vendittelli, M. (2002) WMR Control via Dynamic Feedback Linearization: Design, Implementation, and Experimental Validation, IEEE *Transaction on Control System Tecnology*, 10(6).

NOVELL CONTROL METHOD FOR OVERHEAD CRANE'S LOAD STABILITY

Andrès Belzunce Tarrés
Vinicius Pandolfo
Hamid Roozbahani
Heikki Handroos

LAPPEENRANTA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY P.O.BOX 20
FI-53851 LAPPEENRANTA
FINLAND
HAMID.ROOZBAHANI@LUT.FI

Nowadays, cranes are widely employed in many fields of the industry and its utilization represents a large financial influence. The investment on cranes, for example, on docks is mainly associated with the time required for the positioning of the cargos. The objective in this experiment was to develop the control of a system to minimize the stabilization time of a load swinging due to crane movement using a controller created from a Lyapunov function. A metal structure was used with a pendulum, attached to a linear motor. After the controller was designed and implemented a series of experiments were done in varied conditions of mass and signal input. The system can be moved at high speed with the joystick and a trigger is actioned to quickly stabilize the pendulum. This, compared to the traditional methods of controlling this payload oscillation has made evident that the control method associated to the use of a joystick can reduce the loading time and also eliminate the need of a highly experienced driver operating the crane.

Key words: *Control engineering, Lyapunov function, Lyapunov method, Automatic control engineering, Block diagrams, Linear motors*

1 Introduction

Cranes are essential machinery on modern world and are used to perform tasks which require the movement of heavy loads in different fields of industry such as construction, transportation or in manufacturing for the assembly of heavy components. There are several types of cranes which are selected according to the specific task to be performed. These cranes can be divided in overhead, fixed or mobile cranes. In the categories of fixed or mobile categories there are also lots of subdivisions, for example, fixed cranes can be tower cranes, telescopic cranes, gantry cranes, etc. Mobile cranes can be truck-mounted crane, carry deck crane, floating crane among many others. The main focus in this project is the study of the overhead cranes [1].

The fields in which overhead cranes are more useful are mainly inside factories to move heavy machinery or to assembly heavy equipment. This kind of crane is also used for moving containers on harbors [1]. The objective when operating a crane is to move an object from one place to another avoiding collision with other objects and placing it with the best possible accuracy.

However, due to the inertia on the movement of the load, the object being moved is subject to oscillation and this is a problem that must be always avoided [2], [3], [4].

The goal in this work is to design a control system that minimizes swinging of the load carried by the crane. For this a linear motor model Siemens 1FN3150 2WC0 (located in LUT's Laboratory of Intelligent Machines) was used with a metal structure attached to it. In this metal structure a pendulum is held and oscillates simulating the crane movement. The used equipment is shown in figure 1. Also, the aim is to optimize the process making the movement and stabilization of the pendulum as fast as possible.

2 Control Method

2.1 Mathematical model

The system can be modeled as shown in Figure 2. A moving cart plays the part of the motor while a mass m hanging from a rigid bar of length R simulates the pendulum. The moving motor can be assumed to have no friction with the ground.

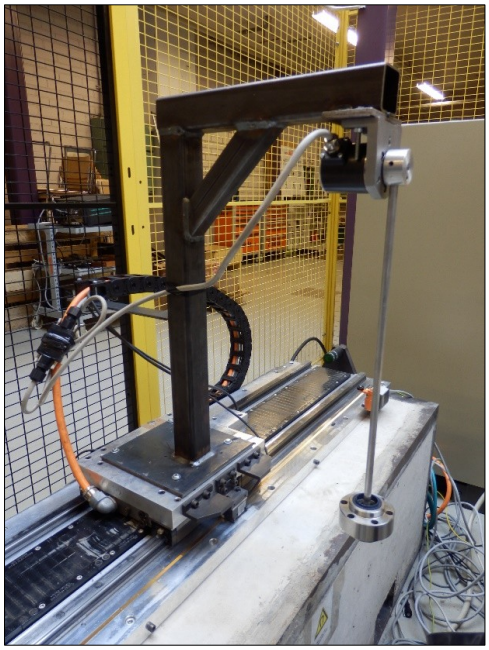


Figure 1. Real system: picture of the motor and pendulum structure.

The generalized coordinate x is given to the position of the motor while θ is used for the angle formed by the hanging mass with respect to the reference point. Therefore the equation of the position of the center of mass can be written as shown in (1) and its time derivative as shown in (2) to express velocity.

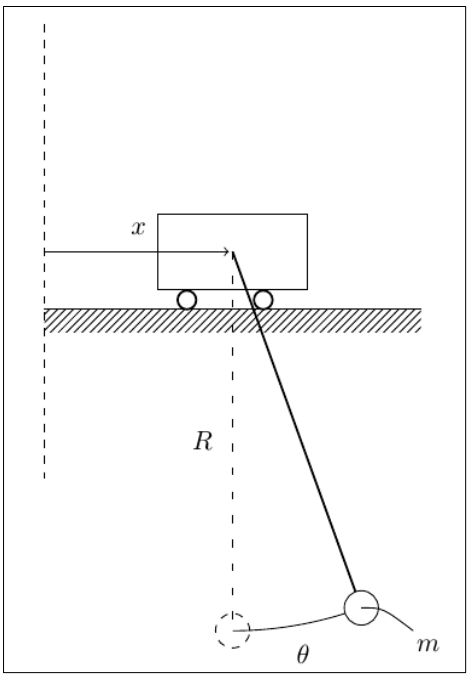


Figure 2. Model representation: mechanically equivalent system to the pendulum on top of the linear motor.

$$r = x \cdot \vec{\imath} + R \cdot (sin\theta \cdot \vec{\imath} - cos\theta \cdot \vec{\jmath}) \quad (1)$$

$$v = \dot{x} \cdot \vec{\imath} + R \cdot \dot{\theta} \cdot (cos\theta \cdot \vec{\imath} + sin\theta \cdot \vec{\jmath}) \quad (2)$$

In order to obtain the equation of motion using Lagrange's method we express the kinetic and potential energy as shown respectively in (3) and (4) in function of the generalized coordinates. Angular friction is taken into consideration by the addition of (5) expressing angular friction force [5].

$$T = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m(\dot{x}^2 + R^2\dot{\theta}^2 + 2 \cdot R \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{x} \cdot cos\theta) \quad (3)$$

$$V = -m \cdot g \cdot r = -m \cdot g \cdot cos\theta \quad (4)$$

$$Q_\theta = -\mu \cdot \dot{\theta} \quad (5)$$

The Lagrangian is built with (6) and put together with the friction force (5) in Lagrange's equation (7). The final form of the equation of motion is shown (8) [6].

$$L = T - V \quad (6)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = Q_\theta \quad (7)$$

$$R^2\ddot{\theta} + Rg \cdot sin\theta + R \cdot x \cdot cos\theta + 2\frac{\mu}{m}\dot{\theta} = 0 \quad (8)$$

2.2 Lyapunov controller

2.2.1 Lyapunov Stability Analysis

Lyapunov stabili1y analysis plays an important role in the stability analysis of control systems described by state space equations. There are two methods of stability analysis due to Lyapunov, called the *first method* and the *second method;* both apply to the determination of the stability of dynamic systems described by ordinary differential or difference equations.

The first method consists entirely of procedure in which the explicit forms of the solutions of the differential equations or difference equations are used for the analysis. The second method, on the other hand, does not require the solutions of the differential or difference equations. This is the reason the second method is so useful in practice [10].

Although there are many powerful stabili1y criteria available for control systems, such as the Jury stability criterion and the Routh-Hurwitz stability criteria, they are limited to linear time-invariant systems. The second method of Lyapunov, on the other hand, is not limited to linear time-invariant systems: it is applicable to both linear and nonlinear systems, time-invariant or time-varying.

In particular, we found that the second method of Lyapunov is indispensable for the stabili1y analysis of nonlinear systems for which exact solutions may be unobtainable. (It is cautioned, however, that although the second method of Lyapunov is applicable to any nonlinear system. obtaining successful result may not be easy task. Experience and imagination may be necessary to carry out the stability analysis of most nonlinear systems.) The second method of Lyapunov is also called the *direc1 method* of Lyapunov [6].

2.2.2 Second method of Lyapunov

From the classical theory of mechanics, we know that a vibratory system is stable if its total energy is continua1ly decreasing until an equilibrium state is reached.

The second method of Lyapunov is based on a generalization of this fact: If the system has an asymptotically stable equilibrium state, then the stored energy of the system displaced within a domain of attraction decays with increasing time until it finally assumes its minimum value at the equilibrium stale.

For purely mathematical systems, however there is no simple way of defining an "energy function." In order to circumvent this difficulty, Lyapunov introduced the so called Lyapunov function a fictitious energy function. This idea is, however, more ´general than that of energy and more widely applicable. In fact, any scalar function satisfying the hypotheses of Lyapunov stability theorems can serve as a Lyapunov function.

2.2.3 Positive definiteness of scalar function

A scalar function $V(x)$ is said to be *positive definite* in a region Ω (which includes the origin of the state spaces) if $V(x)>0$ for all nonzero states x in the region Ω and if $V(0)=0$.

A time varying function $V(x,t)$ is said to be positive definite in a region Ω (which includes the origin of the state space) if it is bounded from below by a time invariant positive definite function, that is , if there exists a positive definite function $V(x)$ such that

$$V(x,t) > V(x) \quad \text{for all } t \geq t_0$$

$$V(0,t) = 0 \qquad \text{for all } t \geq t_0$$

Negative definiteness of scalar functions: A scalar function $V(x)$ is said to be negative definite if $-V(x)$ is positive definite.

Positive semi definiteness of scalar functions: A scalar function $V(x)$ is said to be *positive semi definite* if it is positive at all states in the region Ω except at the origin and at certain other states, where it is zero.

Negative semi definiteness of scalar functions: A scalar function $V(x)$ is said to be *negative semi definite* if $-V(x)$ is positive semi definite.

Indefiniteness of scalar functions: A scalar function $V(x)$ is said to be indefinite if in the region Ω it assumes both positive and negative values, no matter how\v small the region Ω is [6].

2.2.4 Lyapunov functions

The Lyapunov function, scalar function, is a positive definite function, and it is continuous together with its first partial derivative (with respect to its arguments) in the region Ω about the origin and has a time derivative which, when taken along the trajectory, is negative definite (or negative semi definite).

Lyapunov functions involve $x_1, x_2, \ldots, x_n$, and possibly t. We denote them by $V(x_1, x_2, \ldots, x_n, t)$, or simply by $V(x,t)$. If Lyapunov functions do not include t explicitly, then we denote them by $V(x_1, x_2, \ldots, x_n)$, or $V(x)$.

Notice that $\dot{V}(x,t)$ is actually the total derivative of $V(x,t)$ with respect to t along a solution of the system. Hence $\dot{V}(x,t) < 0$ implies that $V(x,t)$ is a decreasing function of t.

A Lyapunov function is not unique for a given system (For this reason, the second method of Lyapunov is a more powerful tool than conventional energy considerations. Note that a system whose energy E decreases on the average but not necessary at each instant is stable but that E is not a Lyapunov function.)

In the second method of Lyapunov, the sign behavior of $V(x,t)$ and that of its time derivative $\dot{V}(x,t)=dV(x,t)/dt$ give information about the stability of an equilibrium state without having solution.

Note that the simplest positive definite function is of a quadratic form:

$$V(x) = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} q_{ij} x_i x_j \quad i,j = 1,2,\ldots,n \quad (9)$$

In general, Lyapunov functions may not be of a simple quadratic form. For any Lyapunov function, however, the lowest degree terms in V must be even. This can be seen as follows. If we define

$$\frac{x_1}{x_n} = \hat{x}_1, \ \frac{x_2}{x_n} = \hat{x}_2, \ \ldots \ , \ \frac{x_{n-1}}{x_n} = \hat{x}_{n-1}, \quad (10)$$

then in the neighborhood of the origin the lowest degree terms alone will become dominant and we can write V(x) as

$$V(x) = x_n^p \, V(\hat{x}_1, \hat{x}_2, \ldots, \hat{x}_{n-1}, 1) \quad (11)$$

If we keep the $\hat{x}_i$'s fixed, $V(x) = x_n^p \, V(\hat{x}_1, \hat{x}_2, \ldots, \hat{x}_{n-1}, 1)$ is a fixed quantity, For p odd, x_i^p can assume both positive and negative values near the origin, which means that $V(x)$ is not positive definite. Hence p must be even.

2.2.5 System

The system we consider here is defined by

$$\dot{x} = f(x,t)$$

where x is a state vector (an n-vector) and $f(x,t)$ is an n-vector whose elements are functions of $x_1, x_2, \ldots, x_n$, and t. We assume that the system equation has a unique solution starting at the given initial condition. We shall denote the solution of system equation as $\phi(t; x_0, t_0)$, where $x=x_0$ at $t=t_0$ and t is observed time. Thus $\phi(t_0; x_0, t_0)=x_0$.[6]

2.2.6 Equilibrium State

In the system equation, a state x_e, where $f(x_e,t) = 0$, for all t is called an *equilibrium state* of the system. If the system is linear and time invariant, that is, if $f(x, t) = Ax$, then there exists only one equilibrium state if A is nonsingular, and there exist infinitely many equilibrium states if A is singular. For nonlinear systems, there may be one or more equilibrium states. These states correspond to the constant solutions of the system ($x = x_e$ for all t).

Determination of the equilibrium states does not involve the solution of the differential equation of the system equation, but only the solution any isolated equilibrium state (that is, where isolated from each other) can be shifted to the origin of the coordinates, or $f(0, 1) = 0$, by a translation of coordinates [6].

The controller equation will be obtained assuming an angular feedback with θ_{ref} as reference resulting in (12) as error signal. As Lyapunov function (13) is used with r being explained as in (14) leaving α as a tuning parameter for future controller optimization.

$$e = \theta_{ref} - \theta \quad (12)$$

$$V = \frac{1}{2} r^2 \quad (13)$$

$$r = \dot{e} + \alpha \cdot e \quad (14)$$

Equations (13) and (12) both ensure that V meets the requirements of a Control-Lyapunov function [5]. Constant κ is also left for future controller optimization.

$$\dot{V} = -\kappa V \tag{15}$$

The combination of (15) and (16) provides with (18) which is also combined with both (12) and (17) resulting in the final form of the controller equation using linear acceleration as input into the system as shown in (19).

$$\dot{V} = r \cdot \dot{r} = (\dot{e} + \alpha \cdot e)(\ddot{e} + \alpha \cdot \dot{e}) \tag{16}$$

$$\ddot{e} = \ddot{\theta}_d - \ddot{\theta} \tag{17}$$

$$\dot{V} = (\dot{e} + \alpha \cdot e)(\ddot{e} + \alpha \cdot \dot{e}) = -\frac{\kappa}{2}(\dot{e} + \alpha \cdot e2 \tag{18}$$

$$\ddot{x} = -\frac{R}{cos\theta}\left\{\ddot{\theta}_d + \frac{g}{R}sin\theta + \frac{2\mu}{mR^2}\dot{\theta} + \left[\frac{\kappa}{2} + \alpha\right]\dot{e} + \alpha \cdot e\right\} \tag{19}$$

2.3 Stability

2.3.1 Stability in the Sense of Lyapunov

In the following, we shall denote a spherical region of radius *r* about an equilibrium state x_e as

$$\|x - x_e\| \leq r$$

where $\|x - x_e\|$ is called the *Euclidean Norm* and is defined as follows:

$$\|x - x_e\| = [(x_1 - x_{1e})^2 + (x_2 - x_{2e})^2 + \ldots + (x_n - x_{ne})^2]^2$$

Let *S(δ)* consist of all points such that $\|x_0 - x_e\| \leq \delta$ and let *S(ϵ)* consist of all points such that

$$\|\emptyset(t; x_0, t_0) - x_e\| \leq \epsilon \quad for\ all\ t \geq t_0$$

An equilibrium state x_e of the system equation is said to be *stable in the sense of Lyapunov* if, corresponding to each *S(ϵ)*, there is an *S(δ)* such that trajectories starting in *S(δ)* do not leave *S(ϵ)* as *t* increases indefinitely. The real number δ depends on ϵ and, in general, also depends on t_0. If δ does not depend on t_0, the equilibrium state is said to be *uniformly stable.*

What we have stated here is that we first choose the region *S(ϵ)*, and for each *S(ϵ)*, there must be a region *S(δ)* such that trajectories starting within *S(δ)* do not leave *S(ϵ)* as *t* increases indefinitely [6].

2.3.2 Asymptotic Stability

An equilibrium state x_e of the system equation is said to be *asymptotically stable* if it is stable in the sense of Lyapunov and if every solution starting within *S(δ)* converges, without leaving *S(ϵ)*, to x_e as *t* increases indefinitely.

In practice, asymptotic stability is more important than mere stability. Also, since asymptotic stability is a local concept, simply to establish asymptotic stability does not necessarily mean that the system will operate properly some knowledge of the size of the largest region of asymptotic stability is usually necessary. This region is called the *domain of attraction.* It is that part of the state space in which asymptotically stable trajectories originate. In other words, every trajectory originating in the domain of attraction is asymptotically stable [6].

2.3.3 Asymptotic Stability in the Large

If asymptotic stability holds for all states (all points in the state space) from which trajectories originate, the equilibrium state is said to be *asymptotically stable in the large.* That is, the equilibrium state x_e of the system is said to be asymptotically stable in the large if it is stable and if every solution converges to x_e as *r* increases indefinitely. Obviously, a necessary condition for asymptotic stability in the large is that there is only one equilibrium state in the whole state space.

In control engineering problems, asymptotic stability in the large is a desirable feature. If the equilibrium state is not asymptotically stable in the large, then the problem becomes one of determining the largest region of asymptotic stability. This is usually very difficult for all practical purposes; however, it is sufficient to determine a region of asymptotic stability large enough that no disturbance will exceed it [6].

2.3.4 Instability

An equilibrium state x_e is said to be unstable if for some real number $\epsilon > 0$ and any real number $\delta > 0$, no matter how small, there is always a state x_0 in $S(\delta)$ such that the trajectory starting at this state leaves $S(\epsilon)$.

2.3.5 Lyapunov Theorem on Stability

To prove stability (but not asymptotic stability) of the origin of the system, the following theorem may be applied. Suppose a system is described by

$$\dot{x} = f(x,t)$$

where $f(0, 1) = 0$ for all t If there exists a scalar function $V(x,t)$ having continuous first partial derivatives and satisfying the conditions

1. $V(x, t)$ is positive definite.
2. $\dot{V}(x, t)$ is negative semidefinite

then the equilibrium state at the origin is uniformly stable.

It should be noted that the negative semi definiteness of $\dot{V}(x, t)$ [$\dot{V}(x, t) \leq 0$ along the trajectories] means that the origin is uniformly stable but not necessarily uniformly asymptotically stable. Hence, in this case the system may exhibit a limit cycle operation.

2.3.6 Instability

If an equilibrium state $x = 0$ of a system is unstable, then there exists a scalar function $W(x, t)$ that determines the instability of the equilibrium state. We shall present a theorem on instability in the following. Suppose a system is described by

$$\dot{x} = f(x,t)$$

where $f(0,t) = 0$, for all $t \geq t_0$

If there exists a scalar function $W(x,t)$ having continuous first partial derivatives and satisfying the conditions:

1. $W(x, t)$ is positive definite in some region about the origin.

2. W(x, t) is positive definite in the same region.

then the equilibrium state at the origin is unstable [4].

All three conditions for a function to be considered a control-Lyapunov function will be proven to be met by the controller and therefore its stability.

V is positive definite as proven in (18) since r is squared only its absolute value plays a role in V's final value therefore ensuring the condition if $\theta \neq 0$ and $\dot{\theta} \neq 0$.

$$V(\theta,u) = \frac{1}{2}r(\theta,u)^2 = \frac{1}{2}|r(\theta,u)|^2 > 0 \tag{19}$$

$\dot{V}$ is negative semi definite as shown in (19) for similar reasons as (18).

$$\dot{V}(\theta,u) = -\kappa V(\theta,u) = -\kappa\frac{1}{2}|r(\theta,u)|^2 < 0 \tag{20}$$

For every θ there's always a u which reduces V. Equation (18) is a linear first order differential equation with a solution of the form $V = V(0)e^{-\kappa t}$. We can therefore conclude that the error and error rate both decay exponentially to zero [9].

3 Controller Optimization

3.1 Gradient based global Stochastic optimization of the simulated system

Optimization applications are common nowadays and certainly will be much more frequent in the future. Even in introductory courses global optimization techniques could be helpful: whenever we make curve or surface fitting, for example, an optimization process is in progress, taking into account that we are trying to minimize a specific measure of distance between a parametric model (curve or

surface) and a set of points, normally obtained through a practical experiment - parameters defining the model are chosen so as to get exactly that.

In many scenarios, optimization problems involve variables that assume integer values only.

There are several ways to tackle a global optimization problem. Firstly it will be useful to classify the problem at hand and, depending on its type, we will have more or less methods and tools available.

There are many methods aimed at globally optimizing functions, but only a few have gained high popularity. In the deterministic and differentiable realm we have the gradient-based ones and its variations, that guide their search based on the negative of cost functions' gradient [6].

In optimization, gradient method is an algorithm to solve problems of the form

$$\min_{x \in \mathbb{R}^n} f(x)$$

with the search directions defined by the gradient of the function at the current point. Examples of gradient method are the gradient descent and the conjugate gradient.

The controller optimization was carried out first by simulation and afterwards experimentally. The simulation was done with Simulink while the experimental data was obtained at the lab [7].

3.2 Simulation data

To optimize the controller initially an iterative process was carried out according to the Simulink blocks shown in Figure 3. A model of the system was used (implementing the mechanical equation previously obtained) and a pulse disturbance was fed into the system.

The simulation was run several times and the outputs analyzed so that the best response could be achieved. As shown in Figure 4. (last iteration) the optimal values were: $\alpha = 1.75 \& \kappa = 2$.

3.3 Experimental data

It was decided to tune the controller also considering the real system and for that a series of tests were carried out. Due to shortage of time and resources the experimental results obtained lack accuracy but can still illustrate and contrast with the model results. The results obtained from the simulation data were taking into account by trying similar or close values in this experiment.

In Figure 5 different values of α are shown for a fixed κ (the simulation optimal). From this figure it can be concluded that for that value of κ ($\kappa = 2$) $\alpha = 1.75$ reaches the best output.

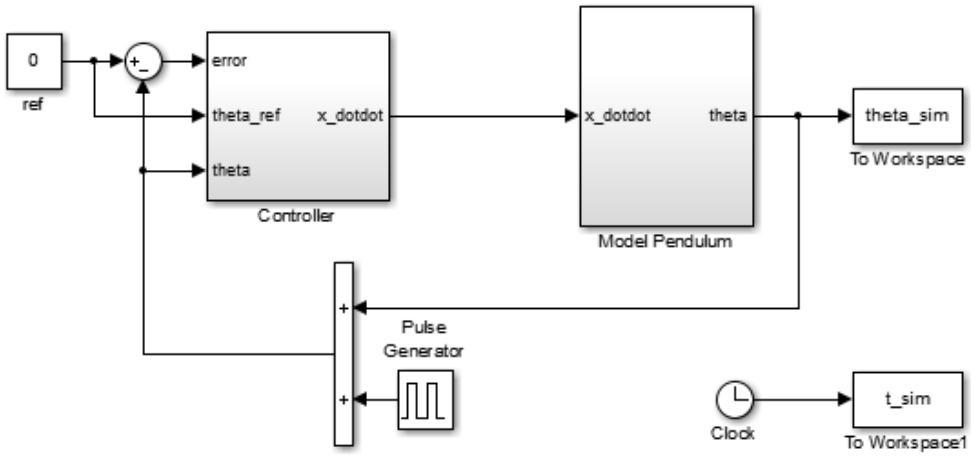


Figure 3. Simulink iteration: blocks layout used in the iterative tuning process.

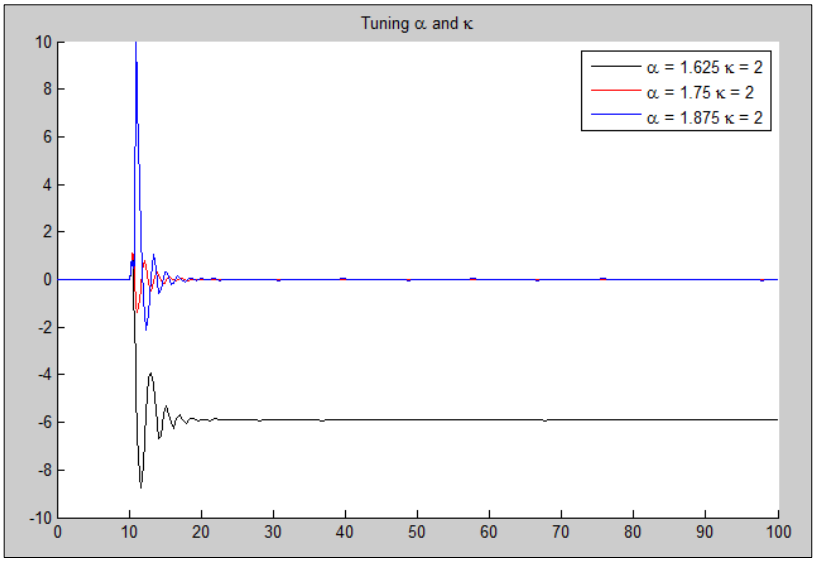


Figure 4. Iteration outputs: system's outputs varying with α and κ.

Something similar could be said about Figure 6 although due to lack of accuracy the results seem inconclusive. Contradicting the simulation results $\kappa = 1.5$ $\alpha = 1.75$ seems to be the best value for the controller at least considering the amplitude of the first oscillation.

All the experimental results are summarized in Table 1. The table shows the values of θ_1 (Amplitude of the first oscillation) and t_s (settling time) for the different experiments conducted. The best amplitude is reached for $\kappa = 1.5$ $\alpha = 1.75$ while the best settling time is reaches by $\kappa = 2$ $\alpha = 1.75$.

Table 1.Experimental Results

	κ	1		1.5		2	
α		$\theta_1(°)$	t_s(s)	$\theta_1(°)$	t_s(s)	$\theta_1(°)$	t_s(s)
1		NA	NA	-15.59	2.21	-22.28	2.69
1.75		-15.59	2.19	-12.13	1.48	-12.91	1.36
2		-19.58	2.71	-17.28	1.88	-17.3	1.98

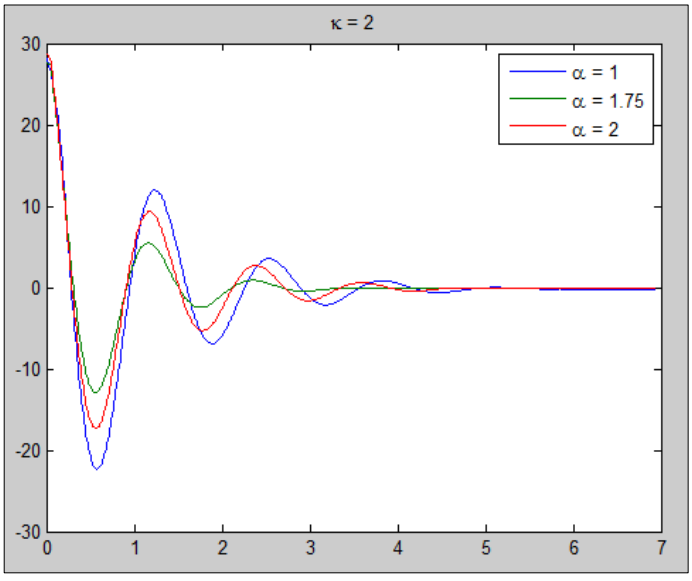


Figure 5. Experimental outputs 1: system's output with fixed optimal kappa.

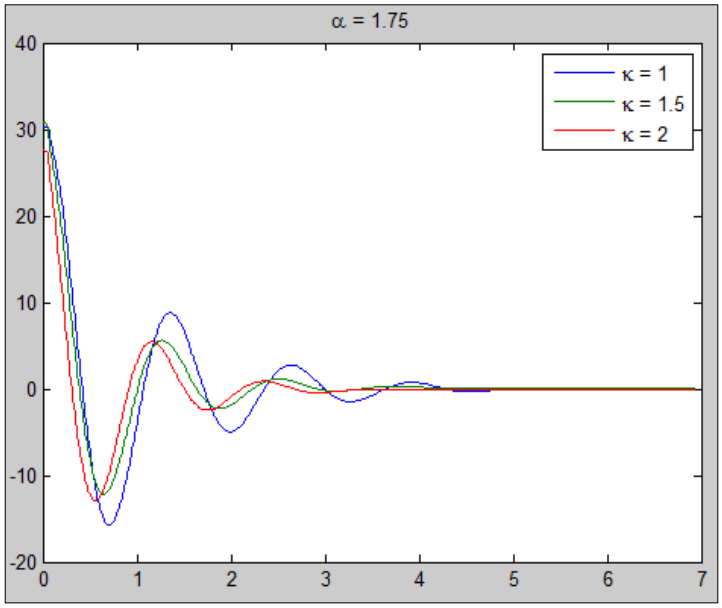


Figure 6. Experimental outputs: system's output with fixed optimal alpha.

3.4 Tuning PID controller

The PID controller parameters were tuned online for a pulse reference input. For this step the Lyapunov controller was ignored while only the position controller (PID) was being used. The procedure consisted of increasing the proportional gain until the first signs of overshoot appeared, then the integral and derivative gains were used to compensate it. Figure 7 shows the best achievable output for the system's input using the values in table 2.

In the interface used in ControlDesk during the online PID tuning the PID gains could be changed with the different numerical inputs and position and position reference were shown in a plotter. Angle and angle reference are also being plotted although not used.

Table 2. PID parameter values.

	K_P	K_I	K_D
Pulse	11	1.5	0.7

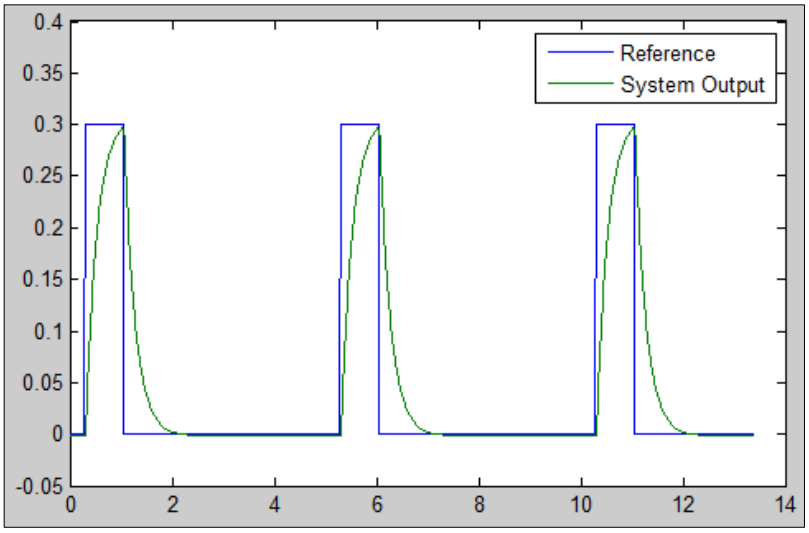


Figure 7. PID output: system's output with pulse reference

4 Implementation

In order to introduce the previously designed controller into the real system MATLAB's Simulink was used. The final block diagram is simplified on behalf of easier understanding in Figure 8.

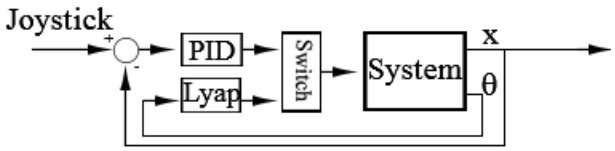


Figure 8. Closed-loop: system's own block layout.

A position reference is given by the joystick which is then treated by a PID controller and finally fed into the system. When the final destination is reached a trigger should be pushed in the joystick which would enable the Lyapunov controller (inner loop in Fig. 8) using the switch block.

Values used while implementing the system in the block diagram are presented and described in table 3.

Table 3. Variable values

Variable	Value	Unit	
R	0.46	m	Length of the pendulum rod
g	9.8	$m \cdot s^{-2}$	Gravity acceleration
m	0.939	kg	Mass hanging from the pendulum
μ	0.1	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}$	Angular friction coefficient
κ	2	s^{-2}	Tuning parameter
α	1.75	s^{-2}	Tuning parameter

5 Experimental Results

After a series of tests aimed at different properties of the system some data was gathered and presented here. To transfer data from ControlDesk to MATLAB the following procedure was followed: stopped measuring, right click in the plotter and select Save Displayed Data as New Measurement. Then opened the Project window and in Measurement data directory selected the new file, double clicked it, then right click and Export selecting .mat file [8].

5.1 Effect of mass

This set of tests were aimed at the effect of the mass hanging from the pendulum on the system's output depending on the initial angle. The pendulum was set to 15°, 30° and 45° for each mass and the output recorded. As shown in Figure 9 the initial angle was set manually using an analog scale that was implanted in the pendulum.

The masses were changed by using the metal parts shown in Figure 10. The first mass was made by using only the lighter piece on the left, the second was the left and middle ones together and the last experiment with heavier mass was conducted with all three masses together.

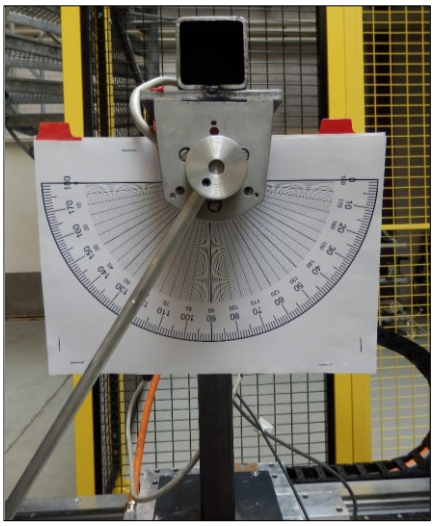


Figure 9.Analog scale: scaling system used to conduct the mass experiments.

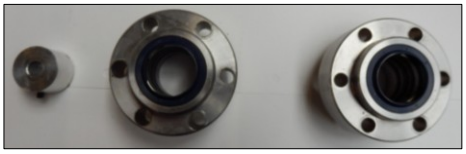


Figure 10 Experimental masses: different masses available at the laboratory used for the mass experiments.

The next three graphs show each the system's output angle with a fixed mass and different initial angles. Figure 11 shows the first experiment with a mass of roughly $m_1 = 0.036$ kg, a similar graph is shown in Figure 12 with a mass of $m_2 = 0.939$ kg and figure 13 $m_3 = 1.842$ kg.

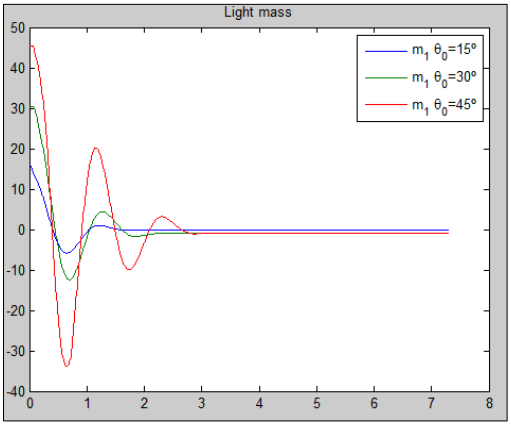


Figure 11 System's output for the lighter mass: outputs recorded for the lighter mass for different initial angles.

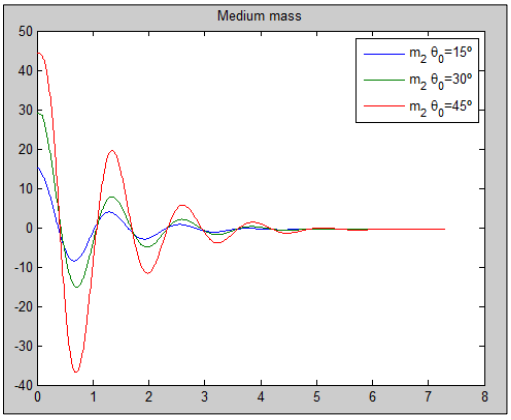


Figure 12 System's output for the medium mass: outputs recorded for the medium mass for different initial angles.

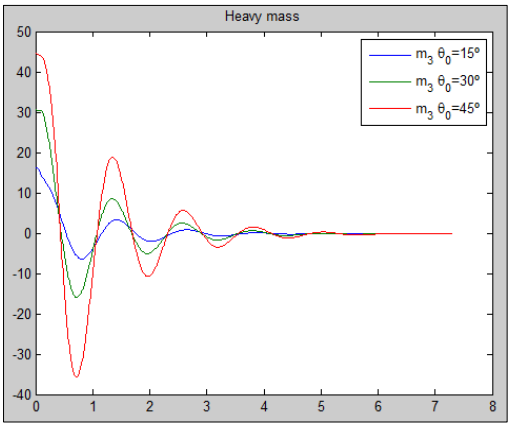


Figure 13. System's output for the heavier mass: outputs recorded for the heavier mass for different initial angles.

Some conclusions can be drawn from Figure 14 and Table 4 since as logic would suggest a heavier mass comes with a higher oscillating amplitude (θ_1 amplitude of the first oscillation) and settling time (t_s). A heavier mass would make the assumptions when creating a mechanical model more precise since we assumed the pendulum bar had no mass and the center of mass was located at the lower end.

Each of the experiments seems to result in a 10° reduction during the first cycle and a settling time between 2 and 5 seconds depending on the mass and initial angle. The option of repeating the experiment with the third mass should be considered since the results don't seem to match the tendency of the previous ones.

5.2 Disturbances

This experimental part consists of a series of tests aimed at the effect of disturbances into the system. At first the motor was moved with the joystick from one side to the other and then the Lyapunov controller was enabled. In the second tests the Lyapunov controller was enabled from the very beginning and some manual disturbances were fed into the system.

5.2.1 Joystick disturbance

As previously mentioned the system was moved by joystick control therefore the working controller was the PID controller. Then at a given time (around 22 seconds in Figure 15) the swinging compensation was enabled and the control signal corresponds to the designed Lyapunov controller. As can be seen in Figure 16 the control signal (upper right picture) changes from a semi digital reference given by the joystick to a continuous signal for the swinging compensation.

Even though in that same figure we can observe that the Lyapunov function (lower right picture) has a value different than zero the trigger was not being pushed so therefore that value was not being used.

Table 4. Experimental data.

	m_1		m_2		m_3	
θ_0	$\theta_1(°)$	t_s(s)	$\theta_1(°)$	t_s(s)	$\theta_1(°)$	t_s(s)
15°	-5.778	1.51	-8.352	2.21	-6.318	2.68
30°	-12.33	2.23	-15.1	3.46	-15.77	3.38
45°	-33.93	2.66	-36.76	4.66	-35.62	4.59

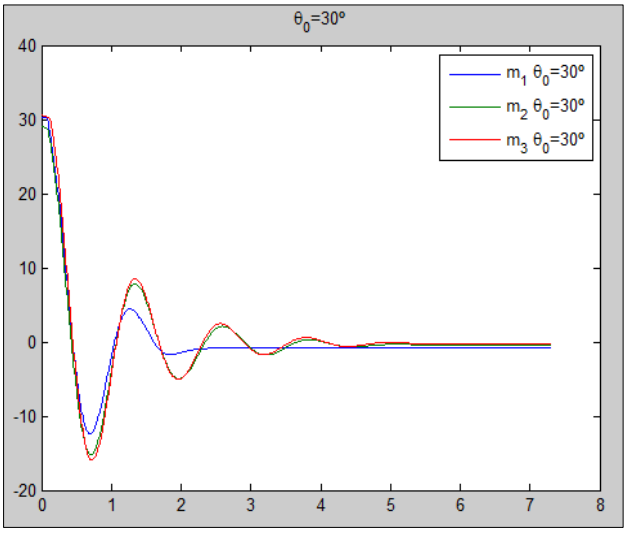


Figure 14. System's output for 30° initial angle: summary of the experiment with a 30° degree angle.

As mentioned earlier the Lyapunov controller was enabled from the beginning and the pendulum was moved manually so that the system would try to compensate it.

As can be seen in Figure 16 the Lyapunov function (lower right picture) has different values depending on the amplitude of the given disturbance and the control signal (upper right) has an almost inverse proportional relation with the actual angle.

6 Conclusion

This chapter will discuss the procedures conducted and the results obtained. The first assumption was creating a mathematical model for the complete real system which was later used for designing, implementing and tuning the Lyapunov controller. The efficiency and robustness shown by the system after implementing the designed controller regardless of the value chosen for its parameters proves Lyapunov's stability since the system always converges to zero.

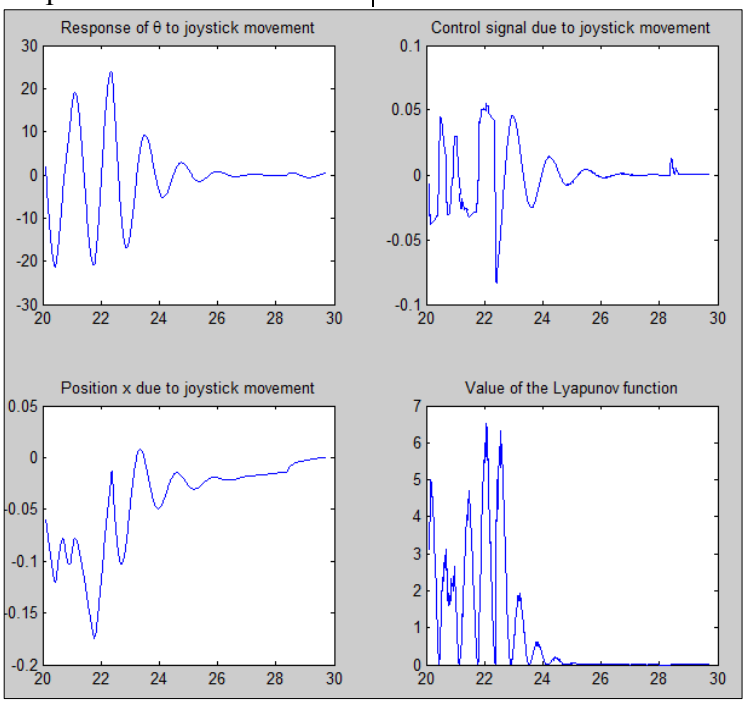


Figure 15. Joystick disturbance: response of the angle, control signal, position and Lyapunov function value signals were recorded for the joystick disturbance experiment.

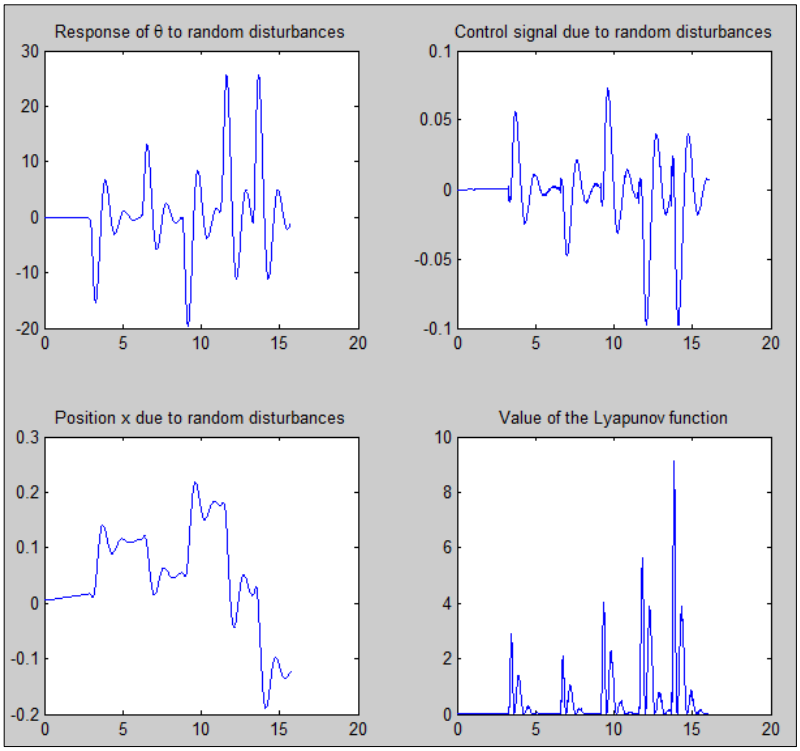


Figure 16. Manual disturbance: response of the angle, control signal, position and Lyapunov function value signals were recorded for the manual disturbance experiment.

Figure 17 shows the convergence of one of the tests (m_1 and $\theta_0 = 30°$) in an angle-position curve.

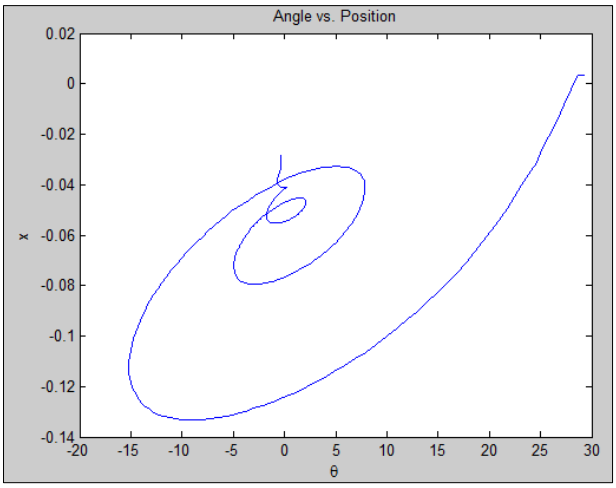


Figure 17. Angle vs position: angle-position relation during one of the tests conducted at the lab.

Everything was done to simulate the overhead crane load swinging problem for which an original approach was taken reducing the driver's role in the compensation of swinging problem allowing 100% manual control until the destination is reached and then the designed controller is enabled compensating the swinging automatically. The results were satisfactory concluding that implementing this system in real systems (real overhead cranes) could greatly improve productivity especially in lack of a skillful crane operator.

References

[1] Saedian A, Adeli M, Hassan Zarabadipour H, Aliyari Shoorehdeli M A (2012), Hybrid Control for an Overhead Crane. *International Journal of Physical Sciences* Vol. 7(14), pp. 2220 – 2224

[2] Hoffmann C, Radisch, C, Werner, H (2012) Active damping of container crane load swing by hoisting modulation — An LPV approach, *IEEE 51st Annual Conference on Decision and Control (CDC)*, ISSN : 0743-1546

[3] Strojniški V (2012) Anti-Sway System for Ship-to-Shore Cranes, *Journal of Mechanical Engineering*, DOI:10.5545/sv-jme.2010.127

[4] Antić D and et al (2012) Anti-Swing Fuzzy Controller Applied in a 3D Crane System, *ETASR - Engineering, Technology & Applied Science Research*, Vol. 2, □o. 2, 2012, 196-200 196

[5] Müller G (2006) Dissipative Forces in Lagrangian Mechanics, [course material]

[6] Ogata K (1995) *Discrete-Time Control Systems* (2nd Edition), ISBN-13: 978-0130342812 ISBN-10: 0130342815 Edition: 2nd

[7] Aguiar O J H, Ingber L ant el(2012) *Stochastic Global Optimization and Its Applications with Fuzzy Adaptive Simulated Annealing*, Springer, ISSN 1868-4394 e-ISSN 1868-4408

[8] KTH Royal Institute of Technology, *dSpace Quick Manual* [web document]

[9] Freeman R A, Kokotović P V (2008) *Robust Nonlinear Control Design*, Birkhäuser. p. 257

[10] Skaf J and Boyd S P (2010) *Controller coefficient truncation using Lyapunov performance certificate*, International Journal of Robust and Nonlinear Control, DOI: 10.1002/rnc.1577

Process Simulation of Energy Behaviour of Pneumatic Drives

Elvira Rakova,
Jürgen Weber

Dresden University of Technology,
Institute for Fluid Power (IFD),
Helmholtzstr. 7a, D-01069 Dresden,
Germany
rakova@ifd.mw.tu-dresden.de

In this article the energy analysis of the pneumatic system is implemented in the simulation model. Previous research has shown the comparison of methods for the investigation on the energetic behaviour of pneumatic drives and its practical application. Concerning the analysis of the methods for determination the energy efficiency, the presented model is based on exergy analysis. Exergy analysis is able to consider all energy losses as well as the influence of the temperature behaviour on the available useful pneumatic energy. Factors concerning the energy efficiency are discussed and described upon the thermodynamicall processes at pneumatic drive. The paper represents the exergy model of each type of pneumatic components, e.g., pipe, pneumatic resistor and actuator. Each component differs through the determination of energy losses. The preliminary simulation analysis provides the information of the efficiency of certain component and offers the optimization of the system through the validation of system parameters.

Keywords: *Pneumatic drives, exergy analysis, simulation, energy efficiency, thermodynamic process.*

1 Introduction

The field of industrial automation requires the realization of complex handling and motion tasks. Besides electric drive solutions, pneumatic drives are being used to solve these tasks. Pneumatic drives distinguish themselves through a flexible and robust design and require only low investment and maintenance costs.

However, compressed air is an expensive source of energy and in competition with the electric drives the energy costs of pneumatic drive systems is an increasingly important question [1]. There are several factors that have an influence on rise of energy consumption of pneumatic system, e.g., over dimensioning of drive as well as incorrectly implemented industrial conditions. To save the usable energy of compressed air, the rational validation of system parameters along with the use of possible energy saving measures should be done during the development phase. This information can be gained by analyzing the energy efficiency of a whole system coupled with its certain parts. Hence, the energy analysis is possible due to simulation of processes of pneumatic system.

Three methods are known to describe the energy behaviour, energy consumption calculation, air power and exergy calculation. Considering the comparative analysis of these methods [2], the description of pneumatic system behaviour based on exergy analysis will be done. In this context system characteristics which influence the energy efficiency will be described. After that, a short description of exergy analysis will be provided and then implemented in simulation model. Finally, the potential use of exergy model of pneumatic drive will be discussed.

2 Physical effects

In order to reach a compromise between simulation and real figures, the physical effects which have an influence on energy efficiency have to be determined.

Pneumatic drive uses compressed air as a source of energy. It is an open thermodynamic system similar to gas turbines or compressors. In order to use the thermodynamic principles, observation points have to be established between the different components of the drive structure, as shown in Figure 1.

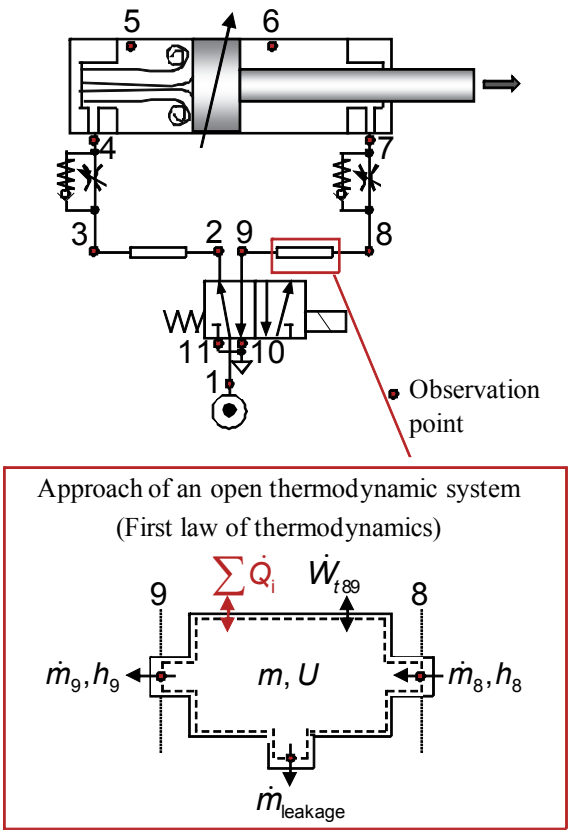


Figure 1: Establishment of observation points drawing on the example of a cylinder drive.

Physically, the compressed air system is determined by three variables, temperature (T), pressure (p) and volume (V) which are thermodynamically linked.

$$\frac{p \cdot V}{T} = const. \quad (1)$$

The value of these variables according to the ambient conditions determines an amount of specific energy, which is transported by a mass flow. Across the system boundaries there may be an exchange of heat and work with the ambience [3].

The major part of the absorbed compressed air of the drive is required for the compression processes in the filling volumes, which represent the energy transfer. The Figure 2 illustrates the three effects that can cause the energy losses within pneumatic systems and therefore influence the demand on energy efficiency of pneumatic drives. These effects are pressure drops, leakages and heat transfer [4].

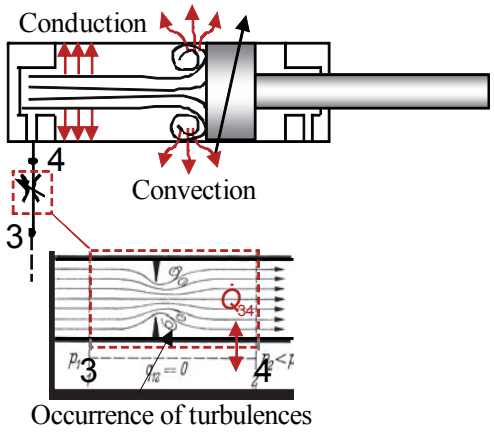


Figure 2: Factors of influence concerning energy consumption of pneumatic drives

Pneumatic drives consist of different components e.g. valves and throttles which are pneumatic resistors according to air stream. All components are connected by tubes with various geometric parameters. The air stream through a pneumatic resistor and tubes causes a pressure drop. This effect is caused by friction and turbulence between air and walls and also leads to the heat transfer. Other effects which have an influence on inadvertent heat transfer are conduction, convection and radiation. In case of standard pneumatic drive radiation factor is neglected. The temperature difference between compressed air and ambient is caused by thermal conduction. Along with that a heat transfer from the air stream to the walls leads to the convection effect. Therefore, these factors affect decrease of temperature, consequently, energy efficiency of pneumatic system.

A leakage mass flow to the ambience can occur within components and at connectors between different flow elements. The leakage rate mainly depends on the pressure level. The energy loss due to a leakage mass flow directly influences the energy consumption of a pneumatic drive.

In spite of a typical application of pneumatic system in realization of handlings tasks, in most cases the energy efficiency of a drive is determined under assumption of a constant temperature. However, changes in temperature have an influence on energy consumption. This is represented by three different process conditions, isotherm, adiabatic and polytrophic. An effect of temperature changes was demonstrated

experimentally in paper [1] where a reservoir has been filled using various materials, which represent different thermodynamic conditions.

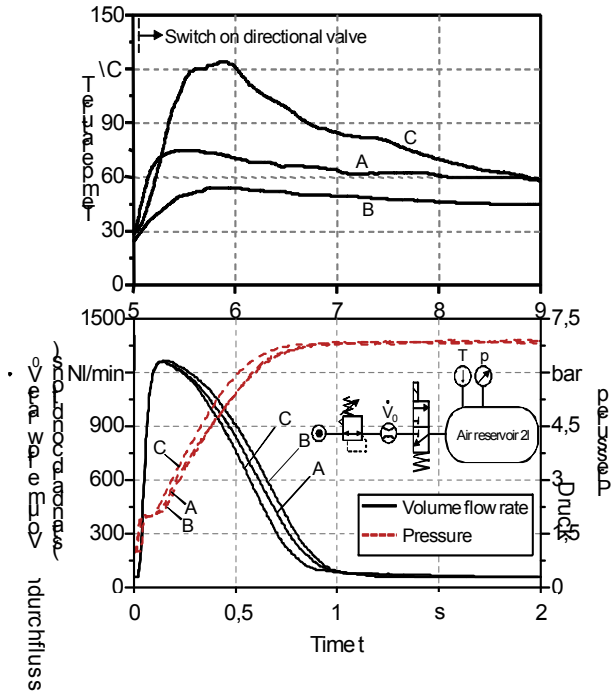


Figure 3: Changes in thermodynamic state within air reservoirs of different materials.

The temperature of the air changes due to expansion and compression processes. The ideal gas law (1) shows that in case of the compression process the air warms up. The temperature equalization will be set up by a heat flow from the ambience. The amount of the heat flow depends on the heat transfer condition at the walls of the system. Systems with adiabatic walls are insulated concerning heat, whereas isothermal systems show ideal heat transfer behaviour with the surrounding. During the compression process temperature and pressure rise. In case of polytrophic and isothermal conditions a heat flow from the gas is directed to the ambient, adiabatic behaviour occurs during first 5 seconds of the filling process, after that an additional heat flow is needed. Over time the temperature falls again as well as the pressure. Since the filling volume is normally connected to a constant pressure source, additional mass flow is needed to hold the pressure level.

Figure 3 shows the pressure and the temperature in the reservoirs and the absorbed volume rate flow during the filling process under different thermodynamic conditions. The absorbed mass flow after completing the filling process differs from reservoir B which represents the isothermal system behaviour to C under polytrophic system conditions by about 8%. This difference points out that the temperature behaviour influence on the energy consumption and therefore should be considered.

The energy efficiency of the pneumatic drive can be described via absorbed mass flow, pressure and temperature level. The thermo dynamical approach for determination the efficiency was implemented in simulation model.

3 Simulation results

The efficiency of the pneumatic system is determined as a relation between output and input energy. With the focus on the energy flow within a pneumatic system, mechanical energy transformed into pneumatic energy at the compressor represents an input energy. In case of thermodynamic system, the output energy can be derived as an exergy. Exergy is the maximum available technical work that can be received from the compressed air energy and transformed into mechanical energy of the moving mass. For the purpose of determination of energy efficiency of the pneumatic system, exergy method has been chosen as a base for the simulation model. The comparison of different methods for determination the energy behaviour of pneumatic drives is given in paper [2].

3.1 Exergy method

The incoming energy of the thermodynamic system is described via enthalpy value that depends only on temperature rate. In case of isothermal system behaviour under assumption of the ideal gas, enthalpy remains constant. However, enthalpy describes the quantity of the energy but do not reveal comprehensive picture of compressed air quality. In this case losses of available energy of the system have to be determined. The exergy implies all forms of energy transformations related to pressure drops, finite temperature difference and friction between air and walls as well as a leakage mass flow.

The exergy is the maximum available technical work that can be received via the transition from the current state of the system to the ambient state. Exergy is determined as the differ-

ence between the enthalpy and the entropy which represents the losses of available energy. The Figure 4 shows an exergy model of pneumatic system which is based on 3 component types: pipe, resistor and actuator, which are differ through the loss description. Exergy flows can be determined at certain observation points (2) as well as between two observation points (3).

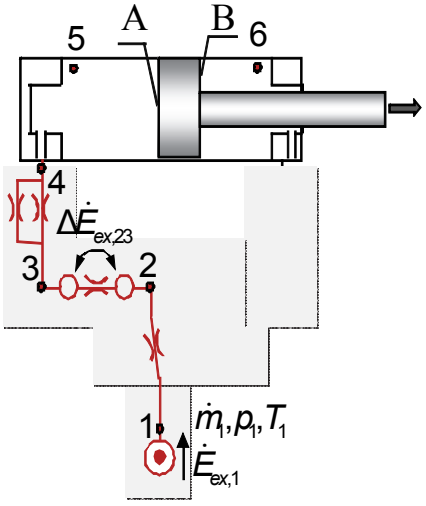


Figure 4: Exergy model of pneumatic system

$$\dot{E}_{ex} = \dot{m}_i \cdot \left(c_p \cdot T_i - c_p \cdot T_o\right) - \dot{m}_i \cdot T_0 \cdot \left(c_p \cdot ln\frac{T_i}{T_0} - R \cdot ln\frac{p_i}{p_0}\right) \quad (2)$$

$$\Delta\dot{E}_{ex,i,i+1} = \dot{m}_{i+1} \cdot c_p \cdot T_{i+1} - \dot{m}_i \cdot c_p \cdot T_i - \dot{m}_{i+1} \cdot T_0 \cdot c_p \cdot ln\frac{T_{i+2}}{T_0} + \dot{m}_{i+1} \cdot T_0 \cdot R \cdot ln\frac{p_{i+1}}{p_0} \quad (3)$$

The exergy analysis includes all properties of compressed air, consequently, the equation includes all forms of losses of available energy.

The simulation program requires a dynamic model of each component that represents both the steady-state and the dynamic behaviour of the system.

3.1.1 Exergy at pneumatic pipes

The connection of components of pneumatic handling system is realized by flexible tubes with different diameter and length. The pipe model has two ports, for the input and output and based on concentrated parameters. The normal state is specified in terms of pressure and temperature. Hence, the result of volume rate is determined with that certain condition. The flow velocity is determined from a dynamic state.

Since, the calculation of exergy flow implies all forms of energy losses; pressure drops and heat transfer have to be included in a model as well as a leakage mass flow. Similarly to hydraulic losses, pressure drops in pneumatic tubes occur due to friction between air and walls and local losses at bends and are described by following equations:

$$\Delta p_{fr} = \xi_{pipe} \cdot \frac{l}{d}\rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (4)$$

$$\Delta p_{bend} = \xi_{bend} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (5)$$

The sum of these two values provides a data with energy losses due to pressure drops. Temperature decrease is another factor which affects energy efficiency. During the flow process in a pipe, the temperature of air is cooled down to the ambient temperature. In order to determine this temperature difference the coefficient of heat transfer α between air and wall as well as between wall and ambient air are calculated with Nussel equations. Derivation of these equations is too long, that is why it will be not given in this paper. Therefore, the data of heat transfer value as well as the temperature difference is obtained from the following equation (6).

$$\frac{\alpha \cdot S}{c_p \cdot m} = ln\frac{(T_1 - T_0)}{(T_2 - T_0)}. \quad (6)$$

Using equations for determination the energy losses, it was possible to identify the exergy decrease between two ports.

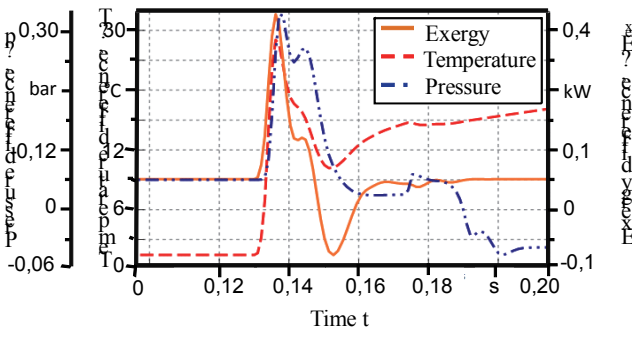


Figure 5: Exergy model of pneumatic pipe

Figure 5 shows the simulation result of exergy loss between input and output ports of the pipe with diameter 8 mm and length 100 mm. The simulation result shows that the pressure drop of 0,3 bar and temperature difference of 30 °C leads to the 0,4 kW of energy loss. According to the gas law 1, the heat transfer leads to the raise of energy consumption and to decrease of air density, which consequently causes the raise of pressure drops. As a result, the heat transfer has to be considered at the pipe exergy model.

3.1.2 Exergy at pneumatic resistors

Components which fulfill a function of pressure regulator such as valve and throttles are determined as pneumatic resistors. Similar to the pipe model, they have an input and output ports and describe the dependency of the flow quantity on the pneumatic state quantity, such as pressure, temperature and air properties. The flow description is based on critical conductance and critical pressure ratio. A consequence of the abstention the heat transfer, the energy losses at pneumatic resistance are considered only due to pressure drops and leakage mass flow. The pressure drop is obtained from the pneumatic ports and determined according to the ratio of a nominal flow. In this case the exergy calculation is based only on pressure level and mass flow. Figure 6 shows the simulation result of determination the exergy changes at pneumatic resistors.

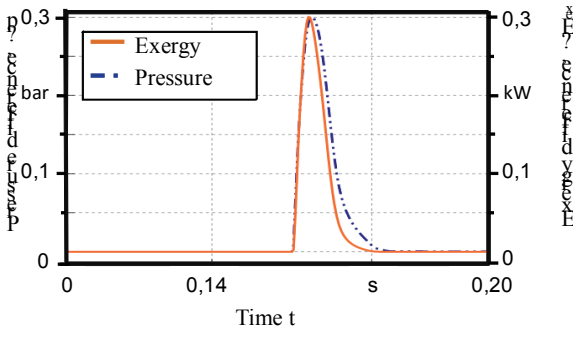


Figure 6: Exergy model of pneumatic resistors

3.1.3 Exergy of cylinder drive

Typically, the objective of pneumatic drive is to move for a certain distance in a specific time period. The incoming energy of the pneumatic drive is required for the kinetic energy of the loading mass and for the energy to overcome the friction. To choose the correct dynamic and geometric parameters of the pneumatic drive and validate them concerning to the required characteristics of the system, the analysis of the available energy has to be performed. In this case the exergy analysis was implemented to the simulation model by the example of the double acted piston pneumatic cylinder. In order to compare the pneumatic and kinetic energy, the exergy value has to be observed at point 5.

According to the experimental data of filling the air reservoir, the exergy is obtained under assumption of the polytropic system behavior. The pressure and temperature changes are determined from the 1st law of thermodynamics for the process of filling volumes.

$$h_4 \mathrm{d}m - \mathrm{d}Q_{5\to6} = \mathrm{d}(m_5 u_{5\to6}) + \mathrm{d}W_{t,5\to6}. \quad (7)$$

Equation (7) describes the distribution of the input energy ($h_4 \mathrm{d}m_4$) within the system. A change in this energy results in a change of the internal energy (u), the technical work (W_t) in the cylinder chamber and in a heat transfer (Q) through the cylinder walls [5]. Rearranging this equation enables the determination of the pressure changes within the process of the moving piston.

$$dp - \frac{k}{V} \cdot (dm \cdot R \cdot T_5 - p_5 dV) - \mathrm{d}Q_{5\to6} \quad (8)$$

Where the heat transfer through the cylinder wall is determined concerning the heat transfer coefficient, cylinder area and the temperature ratio in the cylinder chamber and ambient conditions.

$$\mathrm{d}Q_{5\to6} = \alpha \cdot S \cdot dT. \quad (9)$$

Using the equation (3) the exergy model of the cylinder drive with the piston diameter 32 mm and stroke 100 mm was implemented. The required characterisitics of the handling task are 11 kg of the loading mass and constant acceleration of the piston rod of 0,08 m/s. Figure 7 provides the preliminary simulation analysis of the available pneumatic energy and the required kinetic energy. Pressure, temperature and exergy level are obtained from the piston chamber A and the rod chamber B. Within the filing process

of the cylinder chamber A under polytropic system behaviour, temperature and pressure rise. Therefore, the change of exergy is determined under temperature and pressure level according to absorbed mass flow. Consequently, the exergy of cylinder chamber transforms to the kinetic energy of moving mass.

As can be seen from the presented graphic, the provided exergy at the observation point 5 is in several times greater than the required kinetic energy. However, assuming the frictional loses, the energy of the pneumatic drive is too high according to the handling task. Considering this, the parameters of the pneumatic system are over dimensioned and should be validated according to the handling task.

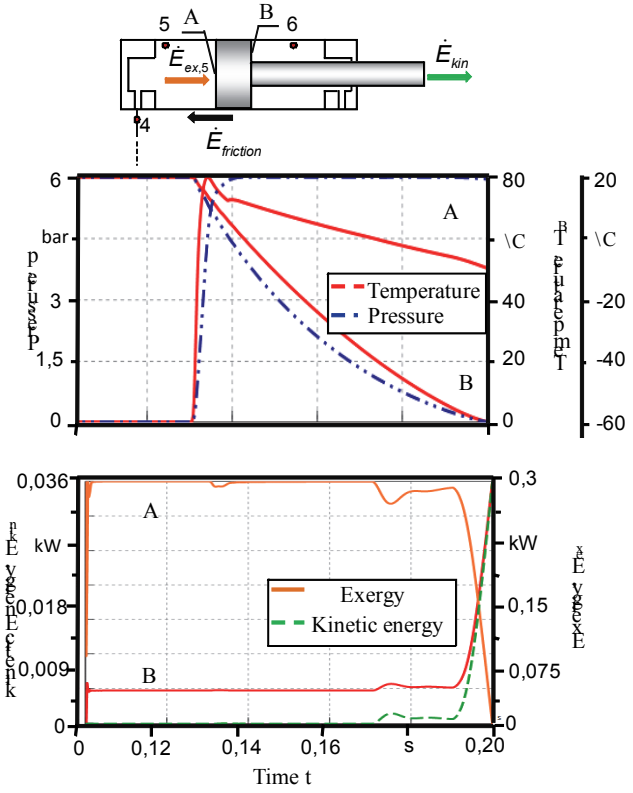


Figure 7: Exergy model of cylinder drive

4. Conclusion

In the field of industrial automation there are many pneumatic handling systems in use. They represent the robust and flexible design, but show the low energy efficiency. Typically, the pneumatic systems are over dimensioned concerning the required data. That leads to high energy consumption and as a consequence to high energy costs. Therefore, the preliminary simulation analysis of the energy efficiency has to be done.

This paper outliness the implementation of the energy analysis in the simulation model on the base of the exergy calculation. The exergy analysis implies all forms of energy losses i.e. pressure drops, heat transfer and leakages and represents a complex calculation of energy efficiency concerning the system behaviour under the polytropic condition according to the experimental data.

In order to implement the simulation model, pneumatic system has been divided in three component types, pipe, resistor and actuator. The analysis of the efficiency of the pipe and resistors is carried out by the calculation of exergy changes between in and output ports. Hence, the optimization of the energy efficiency of components can be done through the validation of the tube length, decrease the heat transfer and reduction of working pressure. In case of pneumatic cylinder, the dimensioning of the drive has to be done according to the handling task.

In further research, the use of the presented simulation exergy model of each component could be used for the consequence energy efficiency analysis of the whole system. Therefore, the validation of the different system parameters of the energy efficiency of the drive can be discussed and tested at the simulation model.

Nomenclature

Variable	*Description*	*Unit*
c_p	*Specific isobare heat capacity*	*[J/kg·K]*
c_V	*Specific isochore heat capacity*	*[J/kg·K]*
E_{ex}	*Exergy*	*[kW]*
$\dot{E}_{ex}$	*Exergy flow*	*[kW/s]*
k	*Thermal transmittance*	*[W/m²·K]*
S	*Surface area*	*[m²]*
$\dot{m}$	*Mass flow*	*[kg/s]*
p_0	*Ambient pressure*	*[bar]*
R	*Specific gas constant*	*[J/kg·K]*
T_0	*Ambient temperature*	*[K]*
κ	*Isentropic coefficient*	-

References

[1] N.N. Eneffah – Energieeffizienz in der Produktion im Bereich Antriebs- und Handhabungstechnik, Abschlussbroschüre, 04/2012

[2] Rakova, E., Hepke, J, Weber, J. Comparison of Methods for the Investigation on the Energetic Behaviour of Pneumatic Drives, 9th International Fluid Power Conference. Aachen, 03/2014

[3] Baehr, H.D. Thermodynamic: Grundlagen und technische Anwendungen. Springer, Berlin, Germany, 2005.

[4] Kusnetzov, Y. V, Kusnetzov. M. Y. Compressed air. (In Russian), Russian Academy of Sciences, Ural department, Ekaterinburg, Russia, 2007

[5] Gerz, E. V., Kreinin, G. V. Dynamic of pneumatic drives of automatic machines (In Russian). Mashinostroenie, Moscow, Russia, 1964.

THE NEXT GENERATION OF FLUID POWER SYSTEMS

Milos Vukovic

Institute for Fluid Power Drives and Controls, RWTH Aachen University
Steinbachstraße 53, Aachen
52074 Germany
Milos.Vukovic@ifas.rwth-aachen.de

Hubertus Murrenhoff

Institute for Fluid Power Drives and Controls, RWTH Aachen University
Steinbachstraße 53, Aachen
52074 Germany
mh@ifas.rwth-aachen.de

Over the past half century the fluid power community has seen the development of a number of new energy efficient components. Despite these improvements on the component level many hydraulic systems still remain inefficient. These losses are mainly due to two reasons. The first relates to economic factors as more efficient systems are usually considerably more expensive. The second reason is poor system designs that frequently force efficient components to operate in regions of low efficiency. The Institute for Fluid Power Drives and Controls (IFAS) in Aachen, Germany is one of a number of institutes worldwide aiming to change this trend in order to secure the future of fluid power in industry. IFAS has not only focused on the development of new cost-effective architectures but also on holistic design methodologies aimed at assisting engineers in the design of efficient hydraulic systems. One further strategy has been to enter new fields of application, where the attributes of hydraulic systems, previously considered to be disadvantages, actually become advantages. An example of such a field is the renewable energy sector, where hydraulic drivetrains for wind, wave and marine current power are currently under development. This paper gives insight into these new developments and briefly summarizes the research into new hydraulic systems currently being conducted at IFAS.

Key words: *Fluid power systems, mobile hydraulics, drivetrains for renewable energies, design methodologies*

1 Introduction

To ensure the competitiveness of hydraulic systems with their electromechanical counterparts it is necessary not only to develop more energy efficient architectures but also to ensure these architectures are cost efficient. Only the combination of these two factors will lead to acceptance by industry and consumers.

The key to a significant increase in energy efficiency is not to be found in improvements on the component level but rather on the system level. This key issue is frequently encountered in industry where despite using optimized components the overall system still remains inefficient. An example hereof is the field of mobile hydraulics. Although the peak efficiency of a typical diesel engine is around 40 % and that of the hydraulic system can even reach 80 %, the typical total system efficiency of such machines is approximately ten percent, meaning that only ten percent of the chemical energy stored in the fuel is converted into useful mechanical power.

As shown in Figure 1 this is in part due to the inefficient operating point of the internal combustion engine (average efficiency of 25 %), the losses in the hydraulic pumps and increased throttling losses across the proportional valves (average hydraulic efficiency of 40 %).

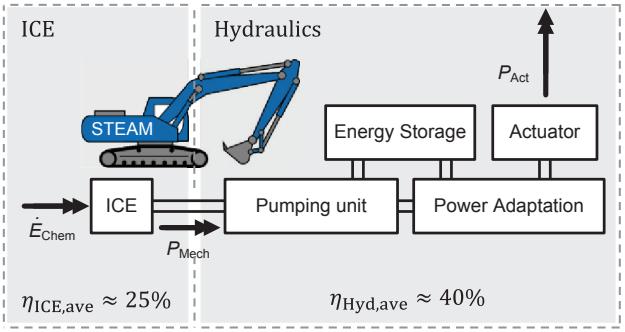


Figure 1. Schematic mobile hydraulic system

The key to cost efficiency is to use simple hydraulic components and to migrate the system intelligence away from the hydraulic hardware and into the system software. Such layouts are frequently referred to as electrohydraulic archi-

tectures. This introduces flexibility and allows for rapid prototyping.

IFAS has focused on developing intelligent hydraulic systems and design methodologies not only for already established applications, such as earth moving machinery, but also in new fields like renewable energies. The paper starts by introducing some of the classification and design procedures developed with the aim of helping engineers design better systems. This is followed by a discussion of a new mobile hydraulic system and a drivetrain for wind power applications.

2 System classification and design

To develop new and improved hydraulic architectures it is first necessary to understand current systems and to be able to classify them. Back in the seventies Backé at IFAS introduced the well-known quadrants of operation, according to the supply (flow or pressure impressed) and control concepts (valve or displacement control) [1]. These are illustrated in Figure 2.

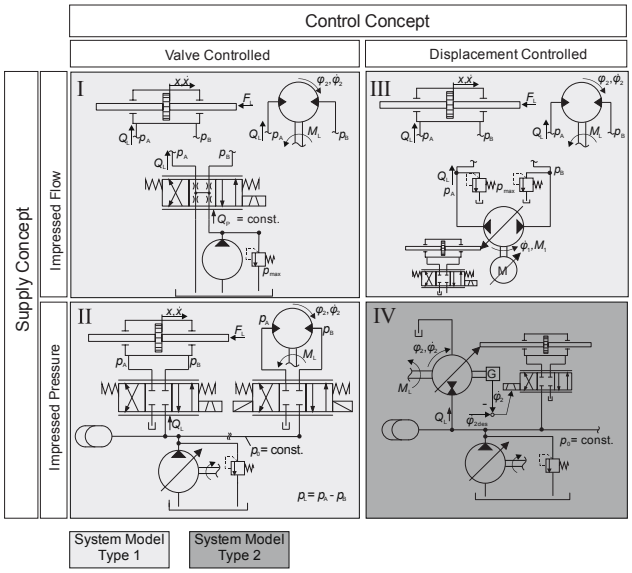


Figure 2. Hydraulic system classification [2]

In those years machines utilizing architectures from the quadrants I-III were already widespread. Using this systematic classification it soon became clear the systems from the fourth quadrant did not exist, that is displacement controlled motors operating in a constant pressure system. As a result, in the eighties Murrenhoff, also at IFAS, tested and developed such systems, which lead to considerable improvements in efficiency [3]. This example illustrates the importance of being able to classify systems as this can aid understanding and lead to new developments.

In the last twenty years a number of new hydraulic components have been introduced in literature. These include hydraulic transformers, digital displacement units, buck converters and multi-chamber cylinders [4, 5]. Fitting these new possibilities into the established four quadrants proves difficult. Therefore, in 2014, IFAS introduced a new classification scheme implementing a barcode, see Figure 3 [6]. The new barcode is mainly aimed at mobile hydraulic systems but can be used for standard industrial hydraulic systems as well.



Figure 3. Hydraulic system classification barcode [6]

Using the barcode it is possible to classify and design systems using both digital and analogue supply and control concepts, as well as to identify systems capable of recovering energy, either through recuperation or regeneration. This will help engineers improve already existing circuits and discover new possibilities. For more details concerning the new classification scheme refer to [6].

3 Efficient mobile hydraulic systems

Due to their excellent power density, cost effective realization of linear movements using differential cylinders and robustness hydraulic systems are extensively used in mobile machinery. The next generation of efficient mobile machinery must aim to improve the hydraulic system efficiency while at the same time optimizing

the operating point of the internal combustion engine. This means that a holistic design approach is necessary.

Furthermore, the ability to recover potential and kinetic energy is becoming ever more important. This is related to the fact that certain mobile machines, excavators for example, perform frequent cyclic motions due to the kinematic arrangement of their actuators, Figure 4. This means every time the arm is lifted it must eventually be lowered and every time the swing drive is accelerated it must eventually be decelerated. As a result, such machines have great potential when it comes to energy recovery.

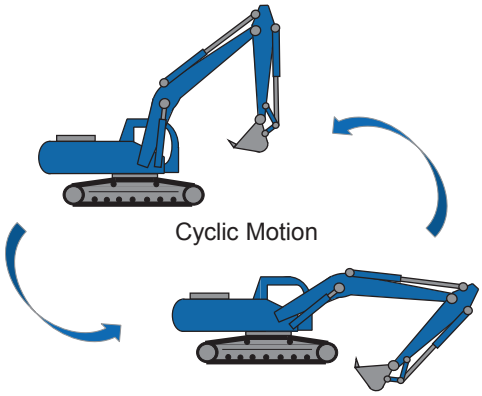


Figure 4. Cyclic movements of excavator

IFAS has risen to the challenge by developing the STEAM mobile hydraulic system [7]. Unlike other designs, this architecture is based on a holistic design approach, which considers both the hydraulic circuit and the ICE. An advantage of STEAM is that simple off-the-shelf components are used and the system intelligence is no longer placed in the hydraulic hardware but rather in the control software, Figure 5.

The system can be thought of as a hydraulic hybrid. The ICE and pump are only used to supply the average power demand, while the hydraulic accumulators are used for peak power requirements. By using a fixed displacement pump in combination with a constant pressure system, the engine always experiences a constant load allowing it to operate efficiently. In addition to the high pressure system (HP), supplied by the pump, a medium pressure rail (MP) is introduced to minimize the throttling losses across the valves.

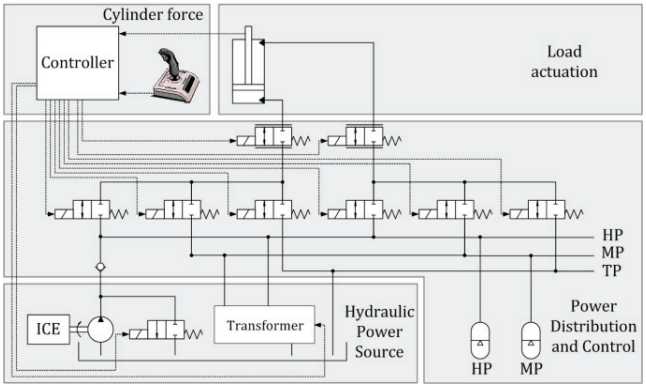


Figure 5. STEAM mobile hydraulic system [8]

To convince industry of the system's potential advantages it is currently being installed into an 18 t wheeled excavator shown in Figure 6. For more details concerning the new system and its operation it is referred to [7, 8].



Figure 6. 18 t demonstrator machine [8]

4 Drivetrains for renewable energies

The lower stiffness of hydraulic systems compared to electromechanical systems has always been regarded as a disadvantage as this leads to lower control accuracy and disturbance rejection. As a result the majority of drives in modern machine tools are no longer hydraulically actuated. In the field of wind power decreased

load stiffness is actually desirable. This allows the drivetrain to absorb the energy generated by powerful gusts of wind or by sudden loads from the electric grid, which could otherwise lead to the mechanical damage of gearbox components. This attribute coupled with their inherent continuously variable transmission ratio makes hydrostatic transmissions (HST) ideal for wind power without the requirement of a frequency converter. The basic layout of such a system is shown below in Figure 7.

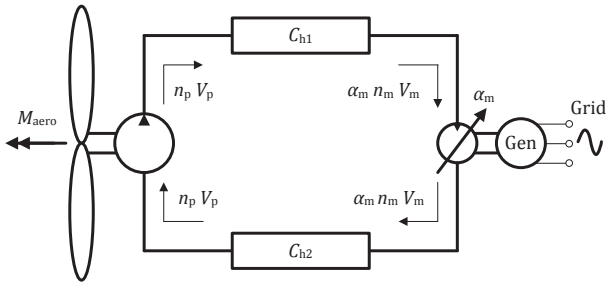


Figure 7. Basic layout of a HST for wind power [9]

Basically, the HST transfers the rotor power P_{Rotor} to the generator while transforming the constant generator speed n_{Gen} into the required rotor speed n_{Rotor}. The rotor speed is regulated using the motor's displacement setting α_m. Low wind speeds require low displacement settings as less flow is generated by the rotor, while higher wind speeds generate more flow and require larger motor displacements. As a result of this variable power input, the system's efficiency will change according to the wind speed. Below the rated speed all the components will operate at part load conditions leading to decreased efficiency.

To ensure good efficiency throughout the wind speed range a switched displacement HST for a 1 MW turbine has been developed at IFAS, see Figure 8. The new architecture allows individual pumps and motors to be switched on and off depending on the current operating point. Two fixed displacement pumps convert the wind power into hydraulic power in the form of pressurized fluid. Two sets of motors are then used to drive two generators. Each component, except for the smallest pump, can be switched to idle mode, which allows different pump-motor combinations for different operating points.

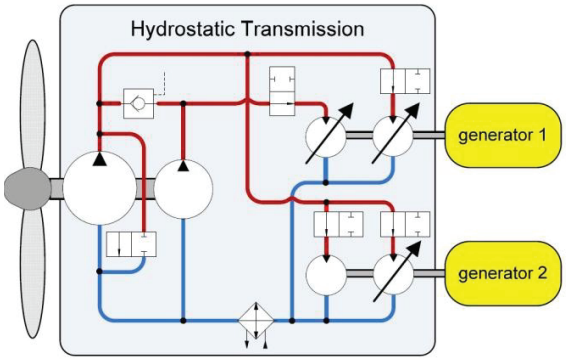


Figure 8. Switched displacement HST [10]

By allowing individual pumps and motors to be switched on and off depending on the current operating point the new architecture leads to an improved system efficiency throughout the operating range, see Figure 9.

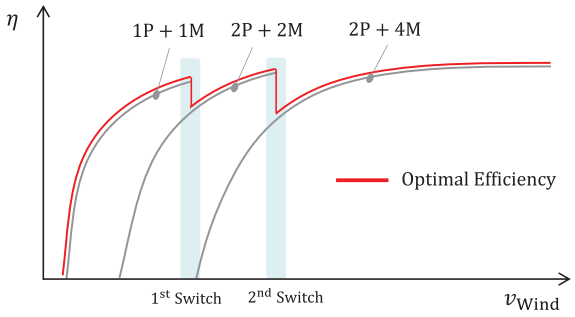


Figure 9. Overall sysem efficiency

Figure 10 depicts the setup used for system validation at IFAS. The test bench is divided into two sides: the actual transmission, on the right hand side (RHS), and an additional drivetrain on the left hand side (LHS). To avoid having to connect the system directly to the grid a circular setup is used. The power generated on the RHS is circulated back into the LHS. The two electric motors supply the system with additional power in order to make up for the losses incurred during operation. For more details regarding the system and test bench it is referred to [9, 10].

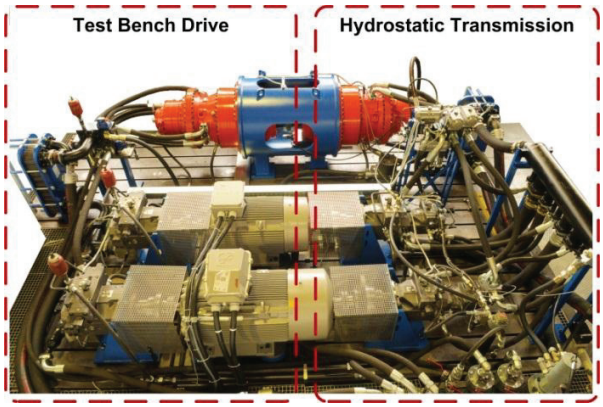


Figure 10. 1 MW wind turbine test bench at IFAS [10]

6 Conclusion

This paper has shown that to achieve considerable improvements in energy efficiency it is necessary to develop new hydraulic system architectures that allow components to operate in regions of high efficiency. To aid in the design process IFAS has developed a systematic classification barcode, which includes both standard analogue and new digital hydraulic components. In addition, two key research projects characterizing this next generation of fluid power systems were presented. The first is a mobile hydraulic system for excavators, called STEAM, which is based on a holistic design approach. The second system, a switched displacement hydrostatic transmission for wind turbines, is an example of a new application field, where a specific system property, in this case the load stiffness, previously considered to be a disadvantage now becomes an advantage.

References

[1] Backé, W., (1975) *Servohydraulik*, Lecture notes, IFAS RWTH Aachen.

[2] Murrenhoff, H., (2012) *Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe*, Lecture notes, Shaker Verlag.

[3] Murrenhoff, H. (1983) *Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstantdrucknetz*, PhD thesis RWTH Aachen.

[4] Achten, P., Palmberg, J., "What a difference a hole makes – the commercial value of the Innas hydraulic transformer", *Proceedings of the 6th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 1999.

[5] Scheidl, R., Kogler H., (2013) "Hydraulische Schaltverfahren - Stand der Technik und Herausforderungen", *O+P Journal 2*.

[6] Murrenhoff, H., Sgro, S., Vukovic, M., (2014) "An Overview of Energy Saving Architectures for Mobile Applications", *Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference*, Aachen, Germany.

[7] Vukovic, M., Sgro, S., Murrenhoff, H., (2013) "STEAM – a mobile hydraulic system with engine integration", *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA

[8] Vukovic, M., Murrenhoff, H., (2014) "STEAM – a holistic approach to designing excavator systems", *Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference*, Aachen, Germany.

[9] Schmitz, J., Vukovic, M., Sgro, S., Murrenhoff, H., (2013) "Hydrostatic transmission for wind turbines – an old concept new dynamics", *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA

[10] Schmitz, J., Diepeveen, N., Vatheuer, N., Murrenhoff, H., (2012) Dynamic Transmission Response of a Hydrostatic Transmission measured on a Test Bench. *Proceedings of EWEA Conference*, Copenhagen, Denmark.

УДК 621. 398

ДИНАМИКА БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПОЗИЦИОННОГО ПНЕВМОПРИВОДА РОБОТА С ВНЕШНИМ ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Дао Тхе Ань
В. С. Сидоренко
Д. Д. Дымочкин

Донской государственный технический университет
Площадь Гагарина, 1
г. Ростов-на-Дону,
Россия, 344000
daoanh2010@mail.ru

В работе рассматривается динамика позиционного пневмопривода (ППП) на основе разработанной математической модели привода с пневмомеханическим тормозом. Вычислительным экспериментом получены зависимости кинематических и силовых характеристик процесса позиционирования от возмущений, проведён анализ качества переходных процессов.

***Ключевые слова**: Пневматический привод, позиционный привод, пневмомеханический тормоз, динамика пневмопривода, быстродействие, точность, позиционирование*

1 Введение

Повышенные требования к технологическому оборудованию по точности и быстродействию обусловливают необходимость проведения оценки их динамического качества уже на этапе проектирования. При этом существенно сокращается время последующих испытаний и улучшается качество рабочих процессов реальных позиционных пневматических приводов при меньших затратах времени и средств[1].

Исследование поведение динамической системы пневмопривода с внешним пневмомеханическим торможением проводили для типового позиционного цикла: исходное положение «стоп», разгон до $V_{бп}$, установившиеся движение с $V_{бп}$, замедление и останов выбегом ΔL .

2 Пневмопривод с внешним тормозным устройством

Предлагается пневматический привод с пневмомеханическим тормозом, оснащённым тормозными накладками из специального фрикционного материала (ФСПМ-ФМК-11, ФМК-79, ФПМ-2140), исключающего износ штока (изнашивается сам материал). Основной задачей является управление усилием тормоза таким образом, чтобы торможение имело заданную эффективность. К преимуществам пневмомеханического тормоза можно отнести легкость управления точностью позиционирования, которая обеспечивается пропорциональностью интенсивности торможения давлению воздуха, поступающего к тормозу, более высокой, чем у гидропривода, надежностью действия, простотой разводки пневмолиний [5].

Пневматический привод для исследования процессов торможения представлен на рисунке 1. В сравнении с известными спосо-

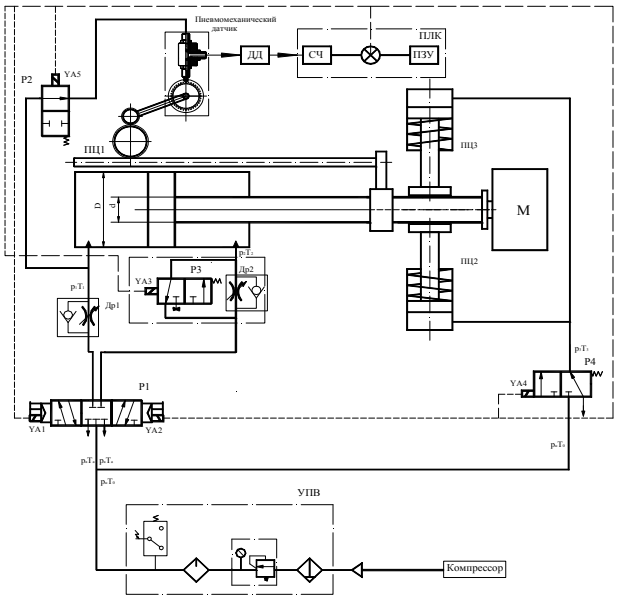


Рисунок 1. Пневматическая схема позиционного пневмопривода:
ДД - датчик давления; ПЛК - программируемый логический контроллер; ПЗУ - программируемое задаваемое управление; ПЦ1- силовой пневмоцилиндр; ПЦ2, ПЦ3 – тормозные пневмоцилиндры; Р1, Р2, Р3, Р4- пневмораспределители; Др1, Др2 - дроссели с обратным клапаном; Кр - пропорциональный регулятор давления; УПВ - узел подготовки воздуха; М - перемещаемая масса.

бами позиционирования, основанными на управлении выхлопом пневмодвигателя,

предлагаемый способ реализуется пневмомеханическим тормозом, управляемымс помощью оригинального датчика. Это позволяет снизить влияние стационарных пневмомеханических процессов на качество позиционирования. Кроме того, обеспечивается надежная фиксация пневмоцилиндра в заданной координате.

Привод работает следующим образом: при одновременном включении электромагнитов YA1, YA5 распределитель Р1 переключается в левую позицию, воздух через обратный клапан попадает в поршневую полость силового пневмоцилиндра ПЦ1. При включении электромагнита YA5, воздух попадает в многофункциональный датчик. Шток силового пневмоцилиндра ПЦ1 начинает выдвигаться при этом рейка, жёстко связанная со штоком, вращает вал датчика. Сигнал датчика, представляющий собой импульсы давления, попадает на датчик давления (ДД), с которого в виде электрических импульсов поступает в систему управления (ПЛК). При достижении определённого положения включается YA3, происходит переключение распределителя Р3, скорость движения штока цилиндра ПЦ1 уменьшится до скорости, задаваемой дросселем Др2. В заданной точке включается электромагнит YA4, подаётся давление в цилиндры тормоза (ПЦ2 и ПЦ3), шток останавливается.

3 Математическая модель пневмопривода

На основе принципов и правил математического описания динамических подсистем с механическими связями, обоснованных работами Д.Н. Попова, Е.В. Герц [2, 3, 4], получена математическая модель, которая представляет систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение ее подсистем в процессе позиционных перемещений. Были приняты следующие допущения.

- Модель считается одномассовой.
- Характеристики источника энергии считаются постоянными $p_н$=*const,* $T_н$=*const,* поскольку напорная магистраль пневмопривода соединена с ресивером достаточного объема через регулятор давления.
- Процесс изменения состояния газа в пневмосистеме считается адиабатическим, поскольку процесс позиционирования происходит за короткий промежуток времени.
- Рабочее тело пневматического устройства - воздух рассматривается как идеальный газ, процессы в котором описываются уравнением Клайперона-Менделеева, поскольку давление в пневмосистеме ниже 10 бар.
- Утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены коэффициентом утечки $К_у$.

Ниже приведены основные уравнения математической модели пневмопривода.

Уравнение движения привода:

$$m_{пр}\frac{dV}{dt} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - \sum F_{1C} - \alpha.\sum F_{ТЗ}\,, \qquad (1)$$

$$\frac{d^2X}{dt^2} = \frac{dV}{dt}\,, \qquad (2)$$

где: S_1, S_2 - эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, м^2; p_1, p_2 –давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра,Па; V– скорость перемещения движущихся масс, м/с; $k_{Вт}$ - коэффициент вязкого трения, Н·с/м; $m_{пр}$– приведённая масса подвижных частей привода; $\sum F_{ТЗ}$ - сила трения задаваемая привод тормоза, Н; $F_{ТЗ} = \lambda.F_H$; F_H - усилия на штоке, Н; $\alpha = 0$ прит<$t_{ТЗ}$ и $\alpha = 1$ прит $\geq t_{ТЗ}$; $t_{ТЗ}$- задаваемое время начала процесса торможения;x – перемещение штока силового пневмоцилидра; $\sum F_{1C}$ - сумная сила сопротивления, Н;

$$\sum F_{1C} = F_{Bmp} + F_{Cmp}\,, \qquad (3)$$

где $F_{Cmp} = F_{TO}.Sign(V)$ - сила сухого трения,Н; $F_{Bmp} = k_{Bm}.V$ - сила вязкого трения, Н, k_{Bm} - коэффициент вязкого трения; k- коэффициент сухого трения. Поэтому уравнение (1) можно написать в следующем виде:

$$m_{пр}\frac{d^2X}{dt^2} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - F_{TO}.Sign(V) - k_{Bm}.V - \alpha.F_{T3} \quad (4)$$

Уравнение управляющего устройства (распределителя Р3) при замедлении:

$$m_{зол}\frac{d^2x_{зол}}{dt^2} = \beta.F_{эле.маг} - F_{TO}.Sign(V) - k_{Bm}.V - C_1(\mathrm{x}_{зол} - x_{01}), \quad (5)$$

где $F_{эле.маг}$ – сила, создаваемая электромагнитом, Н; C_1- коэффициент упругости пружины; $m_{зол}$- масса золотника распределителя.

Уравнения изменения давлений в пневмоцилиндре: из условия неразрывности потока газа для средних значений параметров газа по сечению трубы: G= $\gamma.\omega.f$ =const , где G — массовый расход сжатого воздуха; f — площадь сечения трубопровода.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k\cdot\mu_1.f_1\cdot K\cdot p_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_1)}{S_1\cdot(x_{01}+x)} - \frac{k\cdot p_1}{(x_{01}+x)}\frac{dx}{dt}, \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = -\left[\frac{k.f_2.\mu_2.K.(p_2)^{\frac{3k-1}{2k}}.\sqrt{R.T_a}.\phi(\frac{\sigma_3}{\sigma_2})}{S_2.(s+x_{02}-x)p_a^{\frac{k-1}{2k}}}\right] + \frac{k.p_2}{s+x_{02}-x}(\frac{dx}{dt}), \quad (7)$$

Уравнение движение штока пневмоцилиндра тормоза:

$$m_{T3}\frac{d^2x_{T3}}{dt^2} = \alpha(p_3S_4 - F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt}) - k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt} - C_{T3}(x_{0T3}-x_{T3})) - \gamma.\sum F_H \quad (8)$$

где m_{T3}- приведённая масса подвижных частей привода тормоза; p_3 – давление воздуха в поршневой полости пневмоцилиндра тормоза, Па; S_4 - эффективная площадь поршневой полости пневмоцилиндры тормоза, м^2; F_{TO}^{T3} – суммарная сухая сила трения, Н; C_{T3}- коэффициент упругости пружины пневмоцилиндра, Н/м ; $v = \frac{dx_{T3}}{dt}$ – скорость перемещения поршня цилиндра тормоза, м/с; x_{T3}- перемещение поршня цилиндра тормоза, м; k_{Bm}^{T3} - коэффициент вязкого трения; $\sum F_{2C} = F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt}) + k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt}$ - суммарная сила сопротивления, Н.

Уравнение изменения давлений в пневмоцилиндре тормоза:

$$\frac{dp_3}{dt} = \alpha(\frac{k\cdot\mu_3.f_3\cdot K\cdot P_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_3)}{S_3\cdot(x_{0T3}+x_{T3})} - \frac{k\cdot p_3}{(x_{0T3}+x_{T3})}\cdot\frac{dx_{T3}}{dt}) \quad (9)$$

где $\phi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$ при $0{,}528 < \sigma_i < 1$; $\phi(\sigma_i) = 0.2588$ при $0 < \sigma_i \le 0{,}528$; $\sigma_i = \frac{p_i}{p_н}$, $K = \sqrt{\frac{2\cdot k}{k-1}}$; k - показатель адиабаты(для воздуха к =1,4); T_H- температура воздуха в магистрали (T_H=290К); $P_н$, P_a– давление воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, Па; p_3- давление воздуха соответственно в поршневой полости тормозных пневмоцилиндров,Па; f_1, f_2, f_3, - площади проходных сечений пневмораспределителей, м^2; f_4 - площадь проходного сечения дросселя, м^2;s- ход пневмоцилиндра; μ_1, μ_2, μ_3- коэффициенты расхода; x_{01}, x_{02}– отношение начальных («пассивных») объемов V_{01}, V_{02} пневмопривода к полезной площади поршня поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, м; x_{0T3} - отношение начальных («пассивных») объемов пневмопривода к площади отверстия распределителя Р4 (рис.1), м; R - универсальная газовая постоянная (R=287 Дж/(кг*К)).

Сила трения рассчитывается по формуле:

$$F_{T3} = \frac{\lambda}{A}.(p_3S_4 - F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt}) - k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt} - C_{T3}(x_{0T3}-x_{T3})) \quad (10)$$

где $\lambda = \psi(\mathrm{t}, \mathrm{A}, \tau_0, \mathrm{T}, \Delta L)$, коэффициент трения, зависящий от времени торможения, площади соприкосновения тормозных колодок со штоком, свойств материалов, температуры поверхностей в процессе торможения, пути торможения соответственно. Процесс торможения длится менее 0,2 с, поэтому допустимо влияние температуры не учитывать.

4 Исследование динамических характеристик пневмопривода

Исследование динамических характеристик пневмопривода проводилось в результате моделирования при следующих исходных данных:

– приведённая масса подвижных частей привода $m_{np} = 5…20$ кг;
– приведённая масса подвижных частей привода тормоза $m_{T3} = 1$кг;
– диаметр поршня силового пневмоцилиндраD = 0,06 (м);
– диаметр штока силового пневмоцилиндрad = 0,04 (м);
– силы сухого трения $F_{TO} = F_{TO}^{T3} = 2$ Н;
– коэффициенты вязкоготрения $k_{Bm} = k_{Bm}^{T3} =$ 0,22 (Н·с/м);
– коэффициенты расхода $\mu_1 = 0,6, \mu_2 = 0,8, \mu_3 = 0,4$;
– диаметр поршня тормозного пневмоцилиндра D_{T3} = 0,01 м;
– коэффициент упругости пружины распределителя P_3 C_1 = 100Н/м;
– коэффициент упругости пружины тормозного пневмоцилиндра C_{T3} = 200Н/м;
– давление питания $p_н$= 6·10^5 (Па);
– атмосферное давлениер$_a$= 1.10^5 (Па);
– k = 1,4;
– ход силового пневмоцилиндраL = 0,5 м;
– температура $T_H = T_n = T_a$= 290 (K);
– коэффициент $\lambda = 0,2…0,35$;
– коэффициент пар трения $\lambda = 0,2…0,4$.
– площадь поверхности трения учитывается по формуле $A = \frac{\pi.d.l.\theta_2}{360}$ м^2;
– $F_{эле.маг}$ – сила, создаваемая электромагнитом $F_{эле.маг} = 100H$

где l= 32 мм; $\theta_2 = 60^0...120^0$.

Из управлений (2,4, 5, 6, 7, 8, 9) получим систему нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{np}\frac{d^2X}{dt^2} = m_{np}\frac{dV}{dt} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - F_{TO}.Sign(\frac{dX}{dt}) - k_{Bm}.\frac{dX}{dt} - \alpha.F_{T3} \\ m_{зол}\frac{d^2x_{зол}}{dt^2} = \beta.F_{эле.маг} - F_{TO}.Sign(V) - k_{Bm}.V - C_1(x_{зол} - x_{01}) \\ m_{T3}\frac{d^2x_{T3}}{dt^2} = \alpha(m_{T3}\frac{dV_{T3}}{dt} = p_3S_4 - F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt}) - k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt} - C_{T3}(x_{0T3} - x_{T3}) - \beta.F_H) \\ \frac{dx_{T3}}{dt} = v_{T3} \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k\cdot\mu_1.f_1\cdot K\cdot p_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\varphi(\sigma_1)}{S_1\cdot(X_{01}+X)} - \frac{k\cdot p_1}{(X_{01}+X)}\frac{dX}{dt} \\ \frac{dp_2}{dt} = -\left[\frac{k.f_2.\mu_2.K.(p_2)^{\frac{3k-1}{2k}}\sqrt{R.T_a}.\varphi(\frac{\sigma_3}{\sigma_2})}{S_2.(s+X_{02}-X)p_a^{\frac{k-1}{2k}}}\right] + \frac{k.p_2}{s+X_{02}-X}(\frac{dX}{dt}) \\ \frac{dp_3}{dt} = \alpha(\frac{k\cdot\mu_3.f_3\cdot K\cdot P_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_3)}{S_3\cdot(x_{0T3}+x_{T3})} - \frac{k\cdot p_3}{(x_{0T3}+x_{T3})}\cdot\frac{dx_{T3}}{dt}) \\ F_{T3} = \frac{\lambda}{A}.(p_3S_4 - F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt}) - k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt} - C_{T3}(x_{0T3} - x_{T3})) \end{cases} \quad (11)$$

Система нелинейных дифференциальных уравнений (10) решается различными численными методами (Эйлера, Рунге-Кутта и др.) при заданных начальных условиях. Исследование предлагаемой модели выполнено с использованием программной поддержки Matlab численным методом Рунге-Кутта.

Пусть Y(1)=X; Y(2)= v; Y(3)=$x_{зол}$; Y(4)=p_1; Y(5)=p_2; Y(6)=x_{T3}; Y(7)=v_{T3}; Y(8)=p_3. Начальные условия:

$$\text{При } t = 0 \rightarrow \begin{cases} Y(1) = 0 \\ Y(2) = 0 \\ Y(3) = 0 \\ Y(4) = 0 \\ Y(5) = 6*10\,\hat{}\,5 \\ Y(7) = 0 \\ Y(8) = 0 \end{cases}$$

Решения системы уравнений представлены на рисунках 2 - 4:

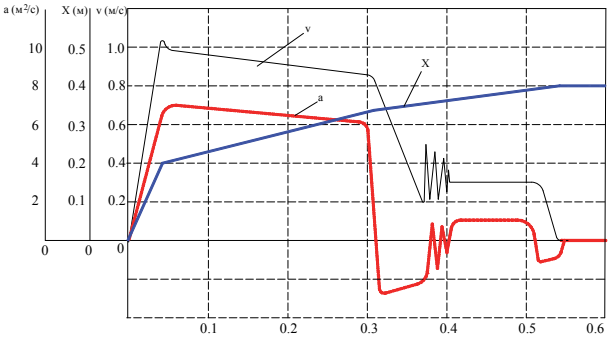


Рисунок 2. Осциллограмма процесса в реальном времени:
a- ускорение, X- перемещение,
b- v – скорость штока силового пневмоцилиндра

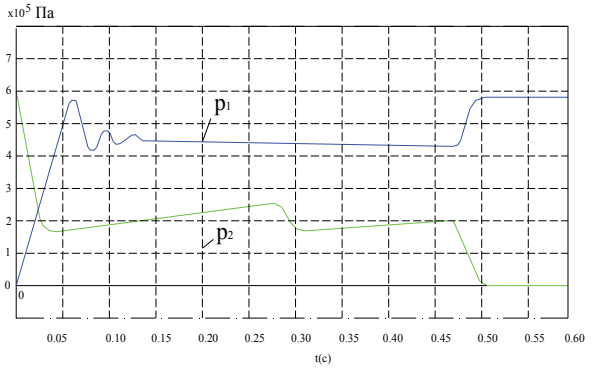


Рисунок 3. График давлений P_1, P_2 (Па) в пневмоцилиндре

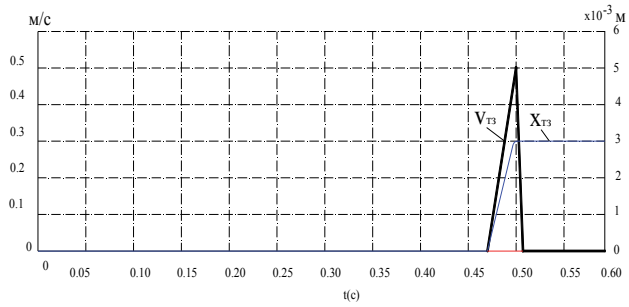


Рисунок 4. Осциллограмма процесса в реальном времени заторможеного пневмоцилиндра: $V_{тз}$– скорость; $X_{тз}$– перемещение штока торможеного пневмоцилиндра

Вычислительным экспериментом определяем общие параметры позиционного цикла: время $T_{пц}$, при разных перемещениях L_i ;, величину выбега после останова ΔL ; максимальные скорости $V_{мах}$ и ускорения, а также качество переходных процессов при разгоне, замедлении и останове с позиционированием. При этом время позиционного цикла $T_{пц}$ определим из выражения:

$$T_{пц} = t_р + t_у + t_з + t_{пз}, \qquad (30)$$

где $t_р$, $t_у$, $t_з$, $t_{пз}$ - соответственно время, установившегося движения, замедления и позиционирования. Составляющие времени позиционного цикла определяли отработкой осциллограмм траектории движения (см. рисунок 2).

В результате анализа полученных решений установлено, что в сравнении с известными аналогами позиционных пневмоприводов с торможением внутренними пневматическими устройствам (дросселированными основного потока), торможение пневмомеханическим тормозом повышает быстродействие и точность позиционирования в исследуемой области пневматических и силовых характеристик.

5 Заключение

Моделированием динамической системы позиционного пневмопривода обоснована целесообразностью применения пневмомеханического торможения при позиционировании объекта управления. Установлены характер и параметрические оценки траекторией типового позиционного цикла, позволяющие выделить зоны устойчивого по быстродействию и точности позиционирования.

В сравнении с известными аналогами время позиционного цикла при $L_п$ = 0,4 м и $m_{пр}$ = 15 кг сокращается в 1,18 раза, при этом точность позиционирования повышается в 1,4 раза и составляет 6% от величины перемещения, в известных аналогах 1% от $L_п$.

Установлено, что устойчивое позиционирование при внешнем пневмомеханическом торможении позволяет выбрать рациональные области его применения, в частности в робототехнике.

Список использованных источников

[1] Грищенко В.И., Сидоренко В.С. Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования дискретным пневмогидравлическим устройством с пневматическими линиями связи // Вестник ДГТУ. 2009. Т9. Ч2. С. 81-90.

[2] Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. М.: Машиностроение. 1975. 272 с.

[3] Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение. 1985. 265 с.

[4] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение. 1977. 464 с.

[5] Филипов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов промышленных роботов: Обзор. М.: НИИмаш. 1984. 55 с.

Dao The Anh
Valentine S. Sidorenko
Denis D. Dymochkin

Don State Technical University
1, Gagarin Square, Rostov-on-Don,
344000, Russia
daoanh2010@mail.ru

DYNAMICS OF POSITION FAST ROBOT WITH PNEUMATIC DRIVE OF BRAKE UNIT

This paper considers the dynamics of the actuator position (PPP) based on the mathematical model developed drive pneumomechanical brake. Computational experiments obtained depending on the kinematic and force characteristics of the positioning of the perturbation analysis quality transients.

Key words: *Pneumatic actuator, position actuator, pneumatic mechanical brake actuator dynamics, speed, accuracy positioning, pneumatic positioner, external braking device, positioner*

References

[1] Grishchenko, V.I., Sidorenko, V.S. (2009) Modelirovanie protsessa pozitsionirovaniya ispolnitel' nykhmekhanizmovtekhnologichkogo oborudovaniya diskretnym pnevmogidravlicheskim ustroystvom spnevmaticheskimi liniyami svyazi // VestnikDGTU. T9. -CH2. - S81-90.

[2] Gerts, E.V., Kreynin, G.V. (1975) Raschetpnevmoprivod. M.: Mashinostroenie. 272 p.

[3] Gerts, E. V. (1985) Dinamikapnevmoticheskikh system mashin. M.: Mashinostroenie.256 p.

[4] Popov, D. N. (1977) Dinamikairegulirovaniegidro- ipnevmosystem. M.: Mashinostroenie. 446 p.

[5] Filippov I.B (1984) Tormoznyeustroystvapnevmoprivodovpromyshlennykhrobotov: Obzor. M.: NIImash. 55 p.

УДК 658.562:621.512

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ

Э.Г. Берестовицкий
Ю.А. Гладилин
Н.В. Пялов
А.Е. Федоров

ОАО «Концерн «НПО «Аврора»,
ул. Карбышева, 15,
Санкт-Петербург, Россия, 194021
mail@avrorasystems.com

Исследовано влияние расхода жидкости и перепада давления на уровень вибраций в условиях постоянного открытия рабочих окон электрогидравлического усилителя (ЭГУ). Показано, что уровень вибрации определяется величиной скорости ее течения в окнах ЭГУ. При скоростях, большей критической, её влияние на уровень вибраций незначительно. Изменение уровня вибраций существенно до перепада давления 30 кГс/см^2, при дальнейшем его возрастании уровень вибрации изменяется незначительно. Показано также, что высокое содержание воздуха в жидкости приводит к образованию околозвуковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью гидравлических устройств.

Ключевые слова: *электрогидравлический усилитель, вибрации, расход, перепад давления, исследование, число Маха.*

Исследование связи гидравлических и виброакустических характеристик гидроприборов систем управления движением (СУД) позволяет определить принципиальные методы борьбы с их вибрациями и шумом. Поскольку физические процессы возникновения вибрации и шума в проточных частях гидроаппаратуры различного типа подобны, для качественной характеристики этой связи достаточно рассмотреть ее применительно к одному типу гидравлических устройств – электрогидравлическим усилителям мощности.

Электрогидравлические усилители (ЭГУ) мощности предназначены для преобразования электрического сигнала управления в расход рабочей жидкости и распределения ее в полости исполнительного гидромеханизма рулевых устройств СУД. Они являются ответственными элементами СУД, во многом определяющими динамические и эксплуатационные характеристики систем, рулевых устройств и объекта в целом.

Источники вибрации в ЭГУ – дросселирующие элементы управляющего и распределительного каскада. Наибольший вклад в виброактивность ЭГУ вносит распределительный каскад, для которого важнейшей составляющей является гидродинамическая. При этом основными источниками гидродинамического шума будут турбулентный поток и кавитация.

1 Влияние турбулентности и кавитации на виброакустические характеристики

Турбулентный поток, как результат взаимодействия рабочей жидкости с внутренней поверхностью гидравлических устройств, характеризуется наличием вихревого течения. Он вызывает турбулентный шум, являющийся совокупностью акустических явлений, обусловленных пульсациями скорости и давления непосредственно за местом дросселирования. Теоретическое исследование принципиальных вопросов излучения звука турбулентным потоком проведено Лайтхиллом [1], который показал, что акустическая мощность звука, сгенерированного безграничным турбулентным потоком, имеет порядок $N_a \sim \rho V^8 l^2 c^{-5}$, где: ρ - плотность среды; V- скорость потока; c – скорость звука в ней; l – размер обтекаемого тела, т.е. пропорциональна восьмой степени скорости течения.

При наличии твердых границ физическая схема генерирования и излучения турбулентным потоком несколько меняется за счет вклада дополнительных акустических источников, однако общие закономерности измерения интенсивного звукового поля, излучаемого турбулентностью, в зависимости от скорости сохраняются.

Как известно – кавитация представляет собой образование разрывов сплошности потока при понижении давления вследствие

увеличения скорости течения жидкости в проходном сечении. Процесс захлопывания кавитационных пузырьков при их переходе в зону повышенного давления сопровождается своего рода гидравлическими ударами с характерным шумом [1]. Причем частота кавитационных ударов резко возрастает с увеличением скорости – пропорционально шестой степени скорости. В работах [2, 3] показано, что наличие высокой скорости в месте дросселирования потока является причиной вибрации и шума ЭГУ, как в случае турбулентного, так и в случае кавитационного механизма их возникновения.

В гидравлических приборах СУД используются унифицированные проточные части, представляющие собой профилированные окна, открываемые поясками распределительного золотника. В соответствие с методикой расчета таких окон [3] в качестве главных параметров выбраны скорость жидкости в рабочих окнах и их площадь при полном открытии. Остальные гидравлические параметры (перепад давления, расход) однозначно вычисляются с помощью главных параметров или их производных. Вследствие этого все профили заданного ряда могут быть представлены в виде некоторой безразмерной величины, зависящей от открытия окон и независящей от расчетного расхода. Поэтому процессы, протекающие в проточных частях для различных типоразмеров ЭГУ, принципиально подобны. В качестве исследуемого выбран промежуточный типоразмер (прибор НГ1.32.04), рассчитанный на номинальный расход 100 л/мин.

С целью определения связи гидравлических характеристик и вибрационно-акустических характеристик (ВАХ) проведены экспериментальные исследования уровней вибрации прибора при открытиях рабочих окон от 1 до 9 мм для фиксированных значений перепада давления на приборе в диапазоне от 10 до 80 кГс /см^2.

Анализ полученных зависимостей выполнен при частоте ***f***=10 кГц, поскольку частотное исследование расхода и уровня вибраций (рисунок 1), показало идентичность характеристик на различных частотах и наличие наибольших уровней вибраций на частоте 10 кГц.

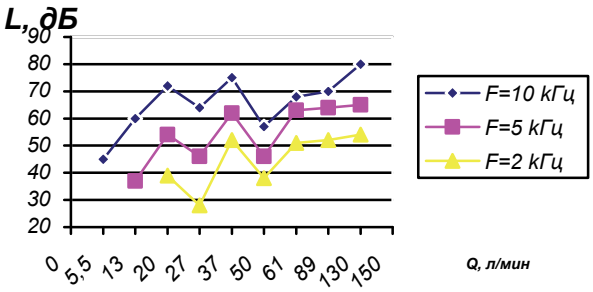


Рисунок 1. Влияние расхода рабочей жидкости при фиксированном перепаде давления (**ΔP**=60 кГс/см ^{2} **)** на уровень вибрации для различных частот f

Влияние расхода рабочей жидкости на уровень вибрации для фиксированных открытий приведено на рисунке2.

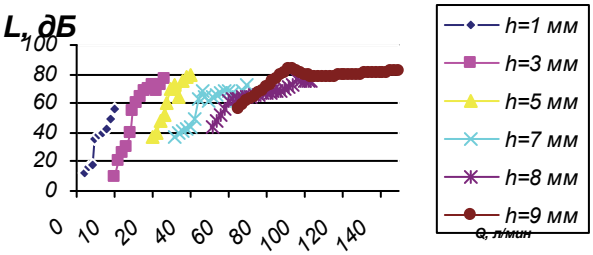


Рисунок 2. Зависимость уровней вибраций на частоте ***f***=10 кГц от расхода жидкости от 0 до 140 л/мин для различных открытий рабочих окон ***h, мм***

Увеличение расхода на любом исследуемом открытии первоначально (до возникновения перепада давления около 30 кГс/см^2) приводит к резкому повышению уровней вибраций, а дальнейшее возрастание расхода в диапазоне перепадов давлений от 30 до 80 кГс/см^2 практически не сказывается на уровне вибраций. Кривые располагаются в порядке возрастания величины открытий, что указывает на связь виброактивности и срабатываемой на проходном окне мощностью, определяемой произведением расхода и перепада давления. Иначе говоря, с увеличением открытия (расхода) при постоянном перепаде давления происходит возрастание этой мощности, которое начиная с некоторой критической величины $\Delta N_{кр}$, не сказывается на повышении уровня вибраций. Соответственно, если говорить о снижении уровней вибраций, уменьшение мощности в диапазоне $\Delta N > \Delta N_{кр}$ является неэффектив-

ным. Этот вывод указывает на основной принципиально важный метод улучшения ВАХ гидравлических приборов за счет снижения срабатываемой на рабочем окне мощности до величин $\Delta N < \Delta N_{кр}$. Характер зависимости уровней вибрации прибора от скорости при разных открытиях качественно одинаков (рисунок 3.)

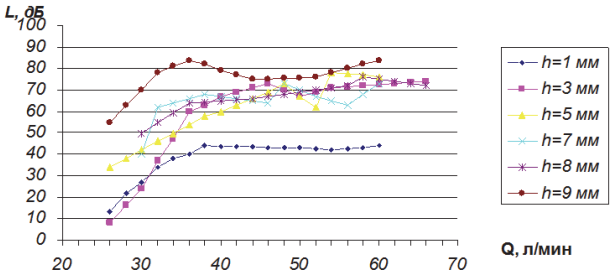


Рисунок 3. Зависимость уровней вибраций на частоте ***f***=10 кГц от скорости течения жидкости от 0 до 140 л/мин. для различных открытий рабочих окон ***h, мм***

Для каждого открытия имеются два участка (рис.2, 3):

- резкого возрастания уровней вибраций в диапазоне скоростей 25÷35 м/с;

- незначительного роста, практически «насыщения» уровней вибраций, характеризующийся скоростями большими 35 м/с. Скорость 25 м/с является критической.

Аналогичная зависимость приведена в работе [2], где особо акцентируется, что в полученном результате важно не столько количественное согласование произведённой приближенной оценки «насыщения» по уровням вибрации, сколько доказательство факта существования «насыщения», выше которого уровень не поднимается, как бы не увеличивалась скорость.

В количественном отношении кривые для исследования ряда открытий располагаются друг над другом по мере увеличения открытия, т.е. кривая, соответствующая наименьшему проходному сечению, имеет самые низкие уровни вибрации (~ 45 дБ), а кривая для наибольшего проходного сечения - самые высокие уровни (~ 80 дБ). Это позволяет предположить, что причиной различной виброактивности для различных открытий (сопротивлений) при постоянной скорости является гидравлический радиус проходного сечения.

Кривые, характеризующие влияние перепада давления на уровень вибраций прибора для каждого открытия (рисунок 4), имеют:

- участок резкого возрастания уровней вибраций в диапазоне перепада давлений от 10 до 30 кГс/см^2;

- участок незначительного возрастания уровней вибраций, характеризующийся значениями перепадов давлений, большими 30 кГс/см^2 .

Перепад давлений, равный 35 кГс/см^2 является критическим значением – переходом к практически не изменяющимся уровням вибрации.

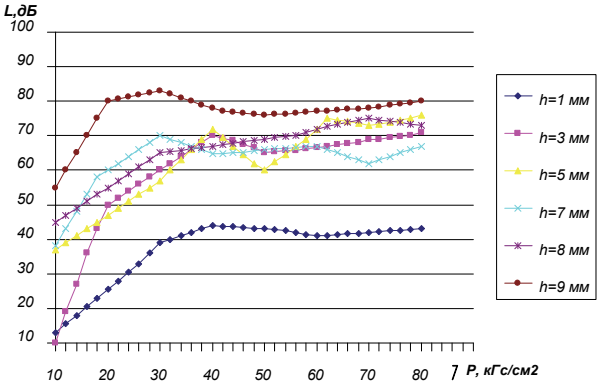


Рисунок 4. Зависимость уровней вибраций на частоте ***f***=10 кГц от перепада давления для различных открытий рабочих окон ***h, мм***

Таким образом, в правильном выборе параметров в наибольшей степени обуславливающих шум и вибрацию ЭГУ, а именно, геометрии (эквивалентного диаметра) и скорости среды, заключается основной принцип снижения шумности этих устройств.

2. Влияние воздухонасыщенности жидкости на виброакустические характеристики

Учитывая определяющее влияние скорости на виброактивность, с целью создания малошумных клапанов рекомендуется [1] снижать скорость потока на выходе из клапана до числа Маха, равного 0.3, начиная с которого становится заметной сжимаемость среды. Так как число Маха определяется отношением скорости среды к скорости распространения звука в ней, значение *M=0.3* может быть обеспечено за счет изменения, как скорости потока, так и скорости звука в нем. Последняя, являясь характеристикой

сжимаемости среды, определяет её упругостью и плотностью. Наличие воздуха за счет большой сжимаемости изменяет скорость звука в жидкости и, таким образом, оказывает влияние на виброактивность гидравлических устройств. Поэтому представляет интерес исследование влияния содержания воздуха в используемой в приборе рабочей жидкости на скорость распространения звука в ней.

Рабочая среда в реальной гидросистеме рассматривается как смесь жидкости и воздуха. Выделяющиеся из рабочей жидкости при снижении давления и растворяющиеся в ней воздушные пузырьки локально изменяют объемный модуль упругости $E_{СМ}$ и плотность $\rho_{СМ}$ определяемые по следующим формулам [4]:

$$E_{СМ} = E_Ж \frac{1+\frac{V_Ж}{V_В}\cdot\frac{P_0}{P}}{1+\frac{V_В}{V_Ж}\cdot\frac{P_0}{P^2}\cdot E_Ж}$$

$$\rho_{СМ} = \rho_Ж \frac{V_Ж}{V_Ж+V_В}\cdot\left(1+\frac{\rho_В}{\rho_Ж}\cdot\frac{V_В}{V_Ж}\right), \quad (1)$$

где: $E_Ж$- объёмный модуль упругости жидкости; P_0 – атмосферное давление; P– давление рабочей жидкости; $V_Ж$ - объём, занимаемый жидкостью; $V_В$ - объём, занимаемый воздухом; $\rho_Ж$ - плотность жидкости; $\rho_В$ – плотность воздуха.

С учетом приведенных формул выражение для скорости распространения звука в двухфазной среде «жидкость+воздух» $C_{СМ}$ имеет следующий вид:

$$C_{СМ} = \sqrt{\frac{E_{СМ}}{\rho_{СМ}}} = C_Ж \sqrt{\frac{1}{1+\overline{V_В}\left(\frac{\rho_В}{\rho_Ж}-1\right)}\cdot\frac{1+\overline{V_В}\left(\frac{1}{P}+1\right)}{1+\overline{V_В}\left(\frac{E_Ж}{P^2}-1\right)}}, \quad (2)$$

где: $C_Ж$- скорость распространения звука в жидкости; $\overline{V_В}$ - относительный объём воздуха; $\rho_Ж$ - плотность жидкости; $\rho_В$ – плотность воздуха.

При атмосферном давлении $P=1$; $\overline{V_В}$ =0; $C_{СМ}$ =$C_Ж$, а при $\overline{V_В}$ =1; $C_{СМ}$ =$C_В$, где $C_В$ – скорость звука в воздухе. Расчет по полученному выражению для жидкости ПГВ при $C_Ж$ = 1400 м/с; $\rho_Ж$ =1170 кг/м^3; $E_Ж$ =230 МПа; $\rho_В$ = 1,2 кг /м^3 позволяет построить зависимость скорости распространения звука в смеси от воздухосодержания (рисунок5) .

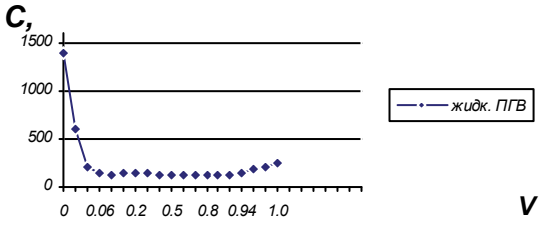


Рисунок 5. Зависимость скорости звука от относительного содержания воздуха в жидкости ПГВ

Данная зависимость показывает, что даже незначительное содержание воздуха (0.01 %) резко, почти вдвое (с 1400 до 771 м/с) снижает скорость распространения звука в ПГВ. Содержание воздуха порядка десятых долей процента, т.е. от 0.1 до 0.9 % , снижает скорость звука с 286 до 98 м/с. Снижению её на порядок (с 1400 до 145 м/с) соответствует содержание воздуха всего 0.4%.

Также очевидно скорость звука в жидкости ПГВ при $V_{кр}$ =35 м/с и числе Маха равного 0,3 , будет соответствовать значению $C_Ж = V/M = 35/ 0.3=116,7$ м/с. Как видно из рисунка 5, такую скорость жидкость ПГВ имеет при воздухосодержании около 0,6 %. Содержание воздуха в жидкости ПГВ больше 0,6 % приводит к снижению скорости звука и к увеличению числа Маха, т.е. к образованию околозвуковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью.

Существование звуковых и сверхзвуковых течений при переходе потоком места максимального сужения показана Эпштейном [5] в основополагающей работе по исследованию возникновения и развития кавитации.

Данные об объёмном содержании нерастворённого воздуха в рабочих жидкостях гидросистем не однозначны. Считается [4, 5], что в масле действующей гидросистемы находится от 0.5 % до 5 % , а в отдельных случаях до 10-15 % нерастворенного воздуха, в зависимости от конструкции и условий эксплуатации гидросистемы его ко-

личество может быть повышено до 15-18 %. Экспериментальные исследования [4], проведенные с целью внесения ясности в вопрос о количестве нерастворенного воздуха, показали, что в находящихся под давлением магистралях нормально работающих гидросистем содержание свободного (нерастворенного) воздуха исчисляется десятыми долями процента.

Заключение

Таким образом, анализ проведенных исследований, позволяет сделать следующие выводы:

1. Влияние расхода жидкости на уровень вибраций в условиях постоянного открытия определяется величиной скорости ее течения в рабочих окнах ЭГУ. В случае скорости, большей критической, её влияние на уровень вибраций незначительно.
2. Влияние перепада давления на изменение уровня вибраций существенно до 30 кГс/см^2 при дальнейшем его возрастании уровень вибрации изменяется незначительно.
3. Высокое содержание воздуха в жидкости приводит к образованию околозвуковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью гидравлических устройств. Наличие данных по воздухосодержанию в рабочей жидкости позволит уточнить рекомендации по выбору скорости течения как основного параметра, определяющего виброактивность гидравлических устройств.

Полученные результаты по исследованию связи гидравлических и виброакустических характеристик показывают возможности прогнозирования ВАХ ЭГУ на стадии проектирования и быть положены в основу расчетных методик для выбора ЭГУ для рулевых машин СУД.

Список использованных источников

[1] Берестовицкий Э. Г., Гладилин Ю. А., Ким Я. И., Лебедев С. В., Ромашов Н. Н. Исследование влияния различных факторов на возникновение автоколебаний в золотниковой паре // Системы управления и обработки информации. 2005. № 8. С. 113 – 121.

[2] Гончаров В. К., Гончаров О. Н., Горшков А. С. Масштабные эффекты визуального и акустического проявлений кавитации. Симпозиум по физике акустико-гидродинамических явлений. М.: Наука, 1975.

[3] Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 323 с.

[4] Башкиров В. С., Дудков Ю. М., Федин В.И. Методика экспериментального исследования газообразования при неустановившемся движении жидкости в линиях объёмных трубопроводов // Межвуз. сб. Гидропривод и системы управления. Новосибирск, 1977. С. 54 – 58.

[5] Кольцова И.С., Лещенко В.А. и др. О содержание газа в минеральном масле гидросистем // Вестник машиностроения, 1980. № 7.с .92 –99.

RESEARCH COMMUNICATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF HYDRODEVICES TRAFFIC CONTROL SYSTEMS

E.G. Berestovitsky
Y.A. Gladilin
N.V. Pyalov
A.E. Fedorov

JSC "Concern" NPO "Aurora"
Str. Karbysheva, 15,
St. Petersburg, Russia,
194021
mail@avrorasystems.com

The influence of fluid flow and pressure drop in the level of vibrations in continuous operation windows opening electrohydraulic amplifier (EHP). It is shown that the vibration level is determined by the speed of its flow in the windows of the EHP. At speeds greater than the critical value, its impact on the level of vibrations is negligible. Changes in the level of vibration significantly to the differential pressure of 2,94 MPa, with a further increase in its level of vibration is changed slightly. It is also shown that a high air content in the liquid leads to the formation of transonic flow of the working fluid with increased vibroaktivnosti hydraulic devices.

Ключевые слова: *Electrohydraulic power, vibration, flow rate, pressure drop study Mach number.*

References

[1] Berestovickij Je. G., Gladilin Ju. A., Kim Ja. I., Lebedev S. V., Romashov N. N. Issledovanie vlijanija razlichnyh faktorov na vozniknovenie avtokolebanij v zolotnikovoj pare // Sistemy upravlenija i obra-botki informacii. 2005. # 8. S. 113 – 121.
[2] Goncharov V. K., Goncharov O. N., Gorshkov A. S. Masshtabnye jeffekty vizual'nogo i akusticheskogo projavlenij kavitacii. Simpozium po fizike akustiko-gidrodinamicheskih javlenij. M.: Nauka, 1975.
[3] Bashta T.M. Gidroprivod i gidropnevmo-avtomatika. M.: Mashinostroenie, 1972. 323 s.
[4] Bashkirov B. C., Dudkov Ju. M., Fedin V.I. Metodika jeksperimental'nogo issledovanija gazoob-razovanija pri neustanovivshemsja dvizhenii zhidkosti v linijah ob"jomnyh truboprovodov // Mezhvuz. sb. Gidroprivod i sistemy upravlenija. Novosibirsk, 1977. S. 54 – 58.
[5] Kol'cova I.S., Leshhenko V.A. i dr. O soderzhanie gaza v mineral'nom masle gidrosistem // Vestnik mashinostroenija, 1980. # 7. S .92 –99.

УДК 621.3

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТ СИСТЕМЫ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В РН С ОДНОКОМПОНЕНТНЫМ ЖРД

М.И. Дьяченко,
А.Н. Темнов

Московский Государственный
Технический Университет
имени Н.Э. Баумана
105005, Россия, г. Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
s_masyanya@mail.ru,
antt45@mail.ru

В данной работе представлены решения задач о колебаниях жидкости в цилиндрических и конических емкостях, с граничными условиями на свободной поверхности и поверхности с сопротивлением – поверхности слива; особое внимание уделено исследованию влияния перераспределению топлива на возникновение эффекта Пого. Рассматриваемые задачи появились с решением улучшить энергетические характеристики ракет-носителей пакетной схемы, обеспечивая более полную заправку центральной ступени из баков боковых блоков.

***Ключевые слова**: РН, топливные магистрали, математическая модель; пакетная схема; перераспределение топлива, продольные колебания*

1 Введение

Улучшение энергетических характеристик ракеты- носителя (РН) пакетной схемы является одной из актуальных проблем современных средств выведения. Для повышения энергомассовых свойств второй ступени РН пакетной схемы предлагается перераспределение топлива из бака первой ступени в бак второй во время совместной работы ступеней. Перераспределение топлива может быть осуществлено с помощью бустерного насоса, установленного в нише центрального бака. Наличие насоса приводит к возникновению дополнительных гидросвязей между центральным и боковыми блоками. Работа посвящена исследованию динамических процессов в упрощённой математической модели многоступенчатой РН на активном участке траектории. Продольные колебания РН являются потенциально опасными и при определенных условиях могут вызвать колебания давления в камере сгорания и привести к эффекту Пого.

При исследовании устойчивости продольных колебаний допускается, что одновременное опорожнение четырёх боковых блоков через расходные магистрали в двигатели боковых блоков и магистрали перераспределения в центральный блок происходит синхронно. Предполагается, что упругие связи между центральным и боковыми блоками воспринимают только продольные возмущения.

1 Модель РН с однокомпонентным ЖРД

Математическая модель представляет собой систему линеаризованных дифференциальных уравнений второго порядка. Система состоит из уравнений сохранения расхода топлива в центральном и боковых баках; уравнений движения топлива в расходных магистралях и магистралях перераспределения; уравнений для изменения давления в бустерном насосе; уравнений ЖРД и уравнений для обобщённых координат продольных колебаний центрального и боковых блоков [1-3].

Математическая модель включает в себя систему гидродинамических уравнений, описывающих динамические процессы в агрегатах и элементах РН как в системе с сосредоточенными параметрами. Математическая модель представляет собой систему линеаризованных дифференциальных уравнений второго порядка.

Система состоит из уравнений движения топлива в расходных магистралях и ЖРД, составленных относительно возмущения давления $\Delta p_{1н}$ и $\Delta p_{1Бi}$ на входах в насосы центрального и боковых блоков:

$$\Delta\ddot{p}_{1н} + 2\varepsilon_M \Delta\dot{p}_{1н} + \omega_M^2 \Delta p_{1н} = \\ = -\sum_{n=1}^{\infty}\left(a_{Цn}\ddot{q}_n + b_{Цn}\dot{q}_n\right) + c_Ц \Delta H_Ц; \qquad (1)$$

$$\Delta\ddot{p}_{1Бi} + 2\varepsilon_{Mi}\Delta\dot{p}_{1Бi} + \omega_{Mi}^2\Delta p_{1Бi} = \\ = -\sum_{n=1}^{\infty}\left(a_{Бn}\ddot{\lambda}_n^i + b_{Бn}\dot{\lambda}_n^i\right) + \\ + c_{Бi}\Delta H_{Бi} + d_{Бi}\Delta\dot{H}_{Бi},\ i = 1,2...N, \quad (2)$$

уравнений для обобщённых координат продольных колебаний $q_n(t)$, $\lambda_n^i(t)$ центрального и боковых блоков:

$$\ddot{q}_n + 2\varepsilon_n\dot{q}_n + \omega_n^2 q_n = \\ = -K_{qq}\Delta p_{1H} + \sum_{i=1}^{N} K_{q\lambda i}\lambda_j^i; \quad (3)$$

$$\ddot{\lambda}_n + 2\varepsilon_{ni}\dot{\lambda}_{ni} + \omega_{ni}^2\lambda_{ni} = \\ = -K_{\lambda\lambda}\Delta p_{1Бi} + K_{\lambda iq}q_n,\ i = 1,2...N, \quad (4)$$

и уравнений движения топлива в магистралях перераспределения из баков боковых блоков в бак центрального блока, записанных относительно отклонений уровня топлива $\Delta H_{Ц}$, $\Delta H_{Бi}$:

$$\Delta\ddot{H}_{Ц} + 2\varepsilon_{Ц}\Delta\dot{H}_{Ц} + \omega_{Ц}^2\Delta H_{Ц} = \omega_{Ц}^2\Delta H_{Бi} + C_{ЦḢ}\Delta\dot{H}_{Бi} + \\ + C_{Цp̈}\Delta\ddot{p}_{1н} + C_{Цṗ}\Delta\dot{p}_{1н} + C_{Цp}\Delta p_{1н} + \\ + \sum_{n=1}^{\infty}(C_{Цq̈n}\ddot{q}_n + C_{Цq̇n}\dot{q}_n + C_{Цλ̈n}\ddot{\lambda}_n^i) + C_{ЦW}\ddot{u}_{\partial Ц}, \quad (5)$$

$$\Delta\ddot{H}_{Бi} + 2\varepsilon_{Бi}\Delta\dot{H}_{Бi} + \omega_{Бi}^2\Delta H_{Бi} = \omega_{Бi}^2\Delta H_{Ц} + C_{Бp̈}\Delta\ddot{p}_{Бi} + \\ + C_{Бṗ}\Delta\dot{p}_{Бi} + C_{Бp}\Delta p_{Бi} + \\ + \sum_{n=1}^{\infty}(C_{Бλ̈n}\ddot{\lambda}_n^i + C_{Бλ̇n}\dot{\lambda}_n^i + C_{Бq̈n}\ddot{q}_n) + C_{БW}\ddot{u}_{\partial Бi},\ i = 1,2...N, \quad (6)$$

где N – количество боковых блоков;

$u_{\partial Ц}(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_{n\partial}^q(0)q_n(t)$ - смещение днища бака центрального блока при продольных колебаниях корпуса; $q_n(t)$, $f_{n\partial}^q(0)$ - обобщённая координата продольных колебаний корпуса центрального блока и значение формы упругих колебаний днища бака, равное коэффициенту формы колебаний массы механического осциллятора при n – ом тоне колебаний центрального корпуса;

$u_{\partial Бi}(x_i,t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_{n\partial}^{\lambda i}(0)\lambda_n^i(t)$ - смещение днища бака бокового блока при продольных колебаниях корпуса;

$\lambda_n^i(t)$, $f_{n\partial}^{\lambda i}(0)$ - обобщённая координата продольных колебаний корпуса i-ого бокового блока и значение формы упругих колебаний днища бака, равное коэффициенту формы колебаний массы механического осциллятора при n – ом тоне колебаний i-ого бокового корпуса.

Коэффициенты уравнений (1)-(6) задаются формулами, в которые входят параметры невозмущенного движения топлива в расходных магистралях, а также коэффициенты, характеризующие упругие свойства рассматриваемой гидромеханической системы и системы перераспределения.

2 Анализ уравнений динамики магистралей перераспределения топлива из неподвижного жесткого бака бокового блока в неподвижный жесткий бак центрального блока

Рассмотрим динамические процессы, происходящие в системе перераспределения для случая жестких центрального и боковых блоков, закрепленных неподвижно на стенде (рисунок 1). Пусть отсутствует движение топлива в расходных магистралях, а также опустим слагаемое в правой части уравнения для центрального блока, связанное с потерями энергии в боковых блоках (коэффициент $C_{ЦḢ}$).

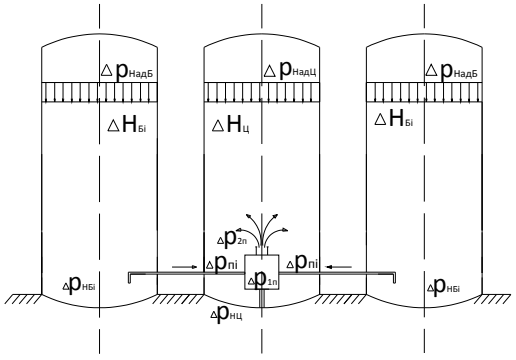


Рисунок 1. Математическая модель системы перераспределения из жестких баков ББ в жесткий бак ЦБ

Для этого случая приведенная система уравнений резко упрощается, и может быть записана в виде

$$\left.\begin{aligned}\Delta\ddot{H}_{Ц}+2\varepsilon_{Ц}\Delta\dot{H}_{Ц}+\omega_{Ц}^2\Delta H_{Ц}=\omega_{Ц}^2\Delta H_{Бi},\\ \Delta\ddot{H}_{Бi}+2\varepsilon_{Бi}\Delta\dot{H}_{Бi}+\omega_{Бi}^2\Delta H_{Бi}=\omega_{Бi}^2\Delta H_{Ц}, i=1,2...N\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Пусть ББ и ЦБ являются однородными блоками [4]. Определим свободные движения рассматриваемой системы, задав начальные условия:

$$\Delta H_{Ц}(0)=a;\ \Delta H_{Бi}(0)=b_i;$$
$$\Delta\dot{H}_{Ц}(0)=a_1;$$
$$\Delta\dot{H}_{Бi}(0)=b_{1i}.$$

Систему уравнений (7) приведем к главным обобщенным координатам. Для этого вычтем из первого уравнения каждое i-ое второе, а затем сложим первое со вторым, предварительно умножив первое на $\gamma_{Ц}$, второе на $\gamma_{Б}$. Введём обобщённые координаты

где $q_{1i}=\Delta H_{Ц}-\Delta H_{Бi};$

$$q_{2i}=\gamma_{Ц}\Delta H_{Ц}+\gamma_{Б}\Delta H_{Бi};$$

$$\gamma_{Ц}=\frac{F_O}{F_O+NF_{oБi}};\quad \gamma_{Б}=\frac{NF_{oБi}}{F_O+NF_{oБi}}$$

а отклонения $\Delta H_{Ц}, \Delta H_{Бi}$ выразятся через обобщённые координаты формулами:

$$\Delta H_{Ц}=q_{2i}+\gamma_{Б}q_{1i};$$
$$\Delta H_{Бi}=q_{2i}-\gamma_{Ц}q_{1i}.$$

В результате преобразований получим дифференциальные уравнения главных колебаний системы перераспределения

$$\ddot{q}_{1i}+2\varepsilon_{1i}\dot{q}_{1i}+\Omega_{1i}^2q_{1i}=0;$$
$$\ddot{q}_{2i}+2\varepsilon_{2i}\dot{q}_{2i}=0,\quad i=1,2...N$$

где $2\varepsilon_{1i}=2\varepsilon_{2i}=(\frac{(\varsigma_{П}V_{1П}^*-k_V)NF_{Пi}}{F_{П}}+,$

$$+\varsigma_{\Sigma i}V_{Пi}^*)/l_{Пi};$$

$$\Omega_{1i}^2=\frac{jF_{Пi}(NF_{oБi}+F_O)}{l_{Пi}F_OF_{oБi}}.$$

Как следует из приведённых результатов, главные частоты подсистемы перераспределения будут равны:

$$\omega_{1i}=-\varepsilon_{1i}\pm i\Omega_i;$$
$$\omega_{2i}=2\varepsilon_{2i};$$

$$\Omega_i=\sqrt{\Omega_{1i}^2-\varepsilon_{1i}^2}\ .$$

В случае возникновения свободных движений топлива в магистралях перераспределения из состояния покоя т.е. $b_{1i}=a_1=0$ имеем выражения:

$$\Delta H_{Цi}=\gamma_{Ц}a+\gamma_{Бi}b_i+\gamma_{Бi}\frac{a-b_i}{\Omega_i}\cdot$$

$$\cdot\Omega_{1i}e^{-\varepsilon_{1i}t}\sin(\Omega_it+\varphi_i);$$

$$\Delta H_{Бi}=\gamma_{Ц}a+\gamma_{Бi}b_i-\gamma_{Ц}\frac{a-b_i}{\Omega_i}\cdot$$

$$\cdot\Omega_{1i}e^{-\varepsilon_{1i}t}\sin(\Omega_it+\varphi_i);$$

$$tg\varphi_i=\Omega_i/\varepsilon_{1i}.$$

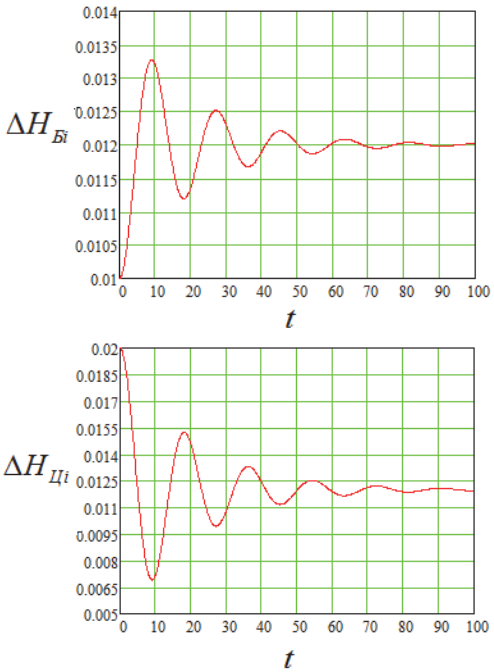


Рисунок 2. Зависимости отклонения высоты столба жидкости от времени при начальных отклонениях координат

Если в результате мгновенного приложения давления скорости изменения $\Delta H_{Ц}$, $\Delta H_{Бi}$ приобретут начальные конечные значения a_1, b_{1i}, то свободные движения уровня топлива будут следовать зависимостям:

$$\Delta H_{Цi} = (\gamma_{Ц} a_1 + \gamma_{Бi} b_{1i})(1 - e^{-2\varepsilon_{1i} t}) /$$
$$/2\varepsilon_{1i} + \gamma_{Бi} \frac{a_1 - b_{1i}}{\Omega_i} e^{-\varepsilon_{1i} t} \sin(\Omega_i t);$$
$$\Delta H_{Бi} = (\gamma_{Ц} a_1 + \gamma_{Бi} b_{1i})(1 - e^{-2\varepsilon_{1i} t}) /$$
$$/2\varepsilon_{1i} - \gamma_{Ц} \frac{a_1 - b_{1i}}{\Omega_i} e^{-\varepsilon_{1i} t} \sin(\Omega_i t).$$

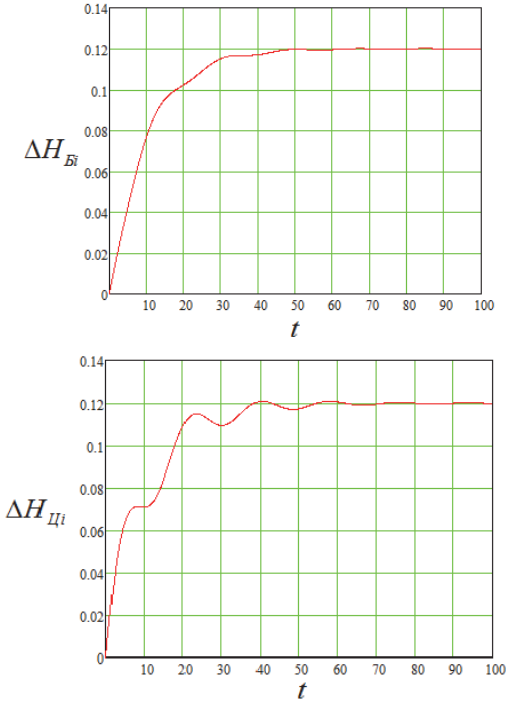


Рисунок 3. Зависимости отклонений высоты столба жидкости от времени при заданных начальных скоростях координат

3 Анализ уравнений динамики магистралей перераспределения топлива из неподвижного жесткого бака боковых блоков в неподвижный жесткий бак центрального блока с системой подачи топлива в двигатели

Рассмотрим более сложную математическую модель [5], учитывающую движение топлива в расходных магистралях и камерах сгорания двигателей.

Уравнения возмущенного движения (1)-(6) гидродинамической системы в этом случае запишется в следующем виде:

$$\Delta\ddot{p}_{1н} + 2\varepsilon_M \Delta\dot{p}_{1н} + \omega_M^2 \Delta p_{1н} = c_{Ц} \Delta H_{Ц};$$

$$\Delta\ddot{p}_{1Бi} + 2\varepsilon_{Mi} \Delta\dot{p}_{1Бi} + \omega_{Mi}^2 \Delta p_{1Бi} = c_{Бi} \Delta H_{Бi};$$

$$\varepsilon_{Ц} \Delta\dot{H}_{Ц} + \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Ц} = \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Бi} + C_{Цр̈} \Delta\ddot{p}_{1н} +$$
$$+ C_{Цṗ} \Delta\dot{p}_{1н} + C_{Цр} \Delta p_{1н};$$

$$\Delta\ddot{H}_{Бi} + 2\varepsilon_{Бi} \Delta\dot{H}_{Бi} + \omega_{Бi}^2 \Delta H_{Бi} = \omega_{Бi}^2 \Delta H_{Ц} +$$
$$+ C_{Бр̈} \Delta\ddot{p}_{Бi} + C_{Бṗ} \Delta\dot{p}_{Бi} + C_{Бр} \Delta p_{Бi},$$

$$i = 1, 2 \ldots N$$

где

$$2\varepsilon_{Mi} = \frac{l_{1Бi} Y_{дв} + \varsigma_{Mi} V_{Mi}^* K_{упр}}{K_{упр} l_{1Бi}}; \omega_{Mi}^2 = \frac{1 + \rho\varsigma_{Mi} V_{Mi}^* Y_{дв}}{K_{упр} l_{1Бi} \rho};$$

$$c_{Бi} = \frac{j}{K_{упр} l_{1Бi}}; d_{Бi} = \frac{\psi}{K_{упр} l_{1Бi}}; \quad c_{Ц} = \frac{j}{K_{упр} l_{1Ц}};$$

$$2\varepsilon_M = \frac{l_{1Ц} Y_{дв} + \varsigma V_M^* K_{упр}}{K_{упр} l_{1Ц}};$$

$$\omega_M^2 = \frac{1 + \rho\varsigma V_M^* Y_{дв}}{K_{упр} l_{1Ц} \rho};$$

$$C_{ЦБ} = -NF_{Пi} H_{Бi} / l_{Пi} F_O;$$

$$C_{Ц\dot{V}} = -F_M / F_O; \; C_{Б\dot{V}} = -F_{Mi} / F_{oБi};$$

$$C_{ЦV} = -(\varsigma_П V_{1П}^* - k_V) F_M NF_{Пi} /;$$
$$/ l_{Пi} F_O F_П - \varsigma_{\Sigma i} V_{Пi}^* F_M / F_O l_{Пi};$$

$$C_{БV} = -(\varsigma_П V_{1П}^* - k_V) NF_{Mi} F_{Пi} /$$
$$/ F_П F_{oБi} l_{Пi} - \varsigma_{\Sigma i} V_{Пi}^* F_{Mi} / F_{oБi} l_{Пi}.$$

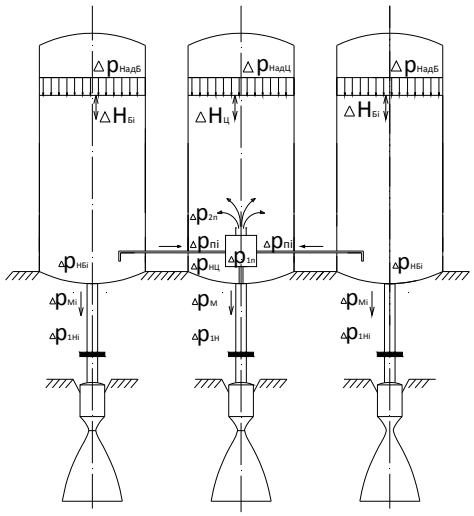


Рисунок 4. Гидравлическая схема системы перераспределения из жестких баков ББ в жесткий бак ЦБ с системой подачи топлива в двигатели

Введем обобщенные координаты:

$$\left.\begin{aligned} q_{1i} &= \Delta H_{Ц} - \Delta H_{Бi} \ , \quad q_{2i} = \gamma_0 \Delta H_{Ц} + \gamma_{Б} \Delta H_{Бi} \\ \Delta\pi_{1i} &= \Delta p_{1н} - \Delta p_{1Бi} \ , \quad \Delta\pi_{2i} = \gamma_0 \Delta p_{1н} + \gamma_{Б} \Delta p_{1Бi} \end{aligned}\right\}$$

Предполагая, что блоки однородные, приходим к уравнениям:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta\ddot{\pi}_{1i} + 2\varepsilon_M \Delta\dot{\pi}_{1i} + \omega_M^2 \Delta\pi_{1i} = c_{q1} q_{1i}; \\ &\Delta\ddot{\pi}_{2i} + 2\varepsilon_M \Delta\dot{\pi}_{2i} + \omega_M^2 \Delta\pi_{2i} = c_{q2} q_{2i}; \\ &\Delta\ddot{q}_{1i} + 2\varepsilon_1 \Delta\dot{q}_{1i} + \Omega_1^2 \Delta q_{1i} = C_{Цp} \Delta\dddot{\pi}_{1i} + C_{Цp} \Delta\ddot{\pi}_{1i} + C_{Цp} \Delta\dot{\pi}_{1i}; \\ &\Delta\ddot{q}_{2i} + 2\varepsilon_{2i} \Delta\dot{q}_{2i} = C_{Бp} \Delta\dddot{\pi}_{2i} + C_{Бp} \Delta\ddot{\pi}_{2i} + C_{Бp} \Delta\dot{\pi}_{2i}. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Систему уравнений (8) можно привести к двум уравнениям относительно функций $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$:

$$\begin{aligned} &a_0 \Delta\ddddot{\pi}_{1i} + a_1 \Delta\dddot{\pi}_{1i} + a_2 \Delta\ddot{\pi}_{1i} + a_3 \Delta\dot{\pi}_{1i} + a_4 \Delta\pi_{1i} = 0; \\ &b_0 \Delta\ddddot{\pi}_2 + b_1 \Delta\dddot{\pi}_2 + b_2 \Delta\ddot{\pi}_2 + b_3 \Delta\dot{\pi}_2 + b_4 \Delta\pi_2 = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$a_0 = 1;$

$a_1 = 2\varepsilon_M + 2\varepsilon_1;$

$a_2 = \omega_M^2 + 2\varepsilon_M 2\varepsilon_1 + \Omega_1^2 - c_{q1} C_{Цp};$

$a_3 = 2\varepsilon_1 \omega_M^2 + 2\varepsilon_M \Omega_1^2 - c_{q1} C_{Цp};$

$a_4 = \omega_M^2 \Omega_1^2 - c_{q1} C_{Цp};$

$b_0 = 1;$

$b_1 = 2\varepsilon_M + 2\varepsilon_2;$

$b_2 = \omega_M^2 + 2\varepsilon_2 2\varepsilon_M - C_{Цp} C_q;$

$b_3 = 2\varepsilon_2 \omega_M^2 - C_{Цp} C_q;$

$b_4 = -C_{Цp} C_q;$

$\varepsilon_1 = \varepsilon_2.$

Далее $\Delta\pi_{1i} = \Delta\pi_{1i}{}^0 e^{-j\omega t}$ и $\Delta\pi_{2i} = \Delta\pi_{2i}{}^0 e^{-j\omega t}$ подставим в (9) и каждое из полученных уравнений представим в виде суммы мнимой и действительной частей, каждое из которых будет содержать безразмерные параметры $\bar{\omega}_M^2$ и $2\bar{\varepsilon}_M$. Приравняв мнимую и действительную части полученных выражения к нулю, выразим исследуемые величины $2\bar{\varepsilon}_M$ и $\bar{\omega}_M^2$ для $\Delta\pi_{1i}$:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{\omega}_M^2 = \left[\begin{aligned} &\omega^6 + (4\varepsilon_1^2 - \mathrm{x} - 2)\omega^4 + (\mathrm{x} + 1 - 4\varepsilon_1 \mathrm{x}\alpha - \\ &-4\varepsilon_1^2 \mathrm{x})\omega^2 + 2\varepsilon_1 x\alpha \end{aligned}\right] / \\ &/\left[\omega^4 + 2(2\varepsilon_1^2 - 1)\omega^2 + 1\right]; \\ &2\bar{\varepsilon}_M = \frac{x((\omega^2 - 1)\alpha - 2\varepsilon_1(1 + 2\varepsilon_1\alpha))}{\omega^4 + 2(2\varepsilon_1^2 - 1)\omega^2 + 1} \end{aligned}\right\} \text{ и}$$

для $\Delta\pi_{2i}$:

$$\left.\begin{aligned} \bar{\omega}_M^2 &= \omega^2 - x; \\ 2\bar{\varepsilon}_M &= \frac{x\alpha}{\omega^2}, \end{aligned}\right\}$$

где приняты следующие обозначения:

$$x = \frac{F_M l_{Пi}}{l_1 F_{Пi}(\mathrm{N}+1)};$$

$$\alpha = \frac{Y_{дв}}{K_{упр} \Omega_1};$$

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{\gamma F_{Пi}}{F_{Бi} l_{Пi}(\mathrm{N}+1)}}.$$

Область устойчивости для системы $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$, при которых корни имеют одновременно отрицательную вещественную часть находятся выше заштрихованной области для кривой $\Delta\pi_{1i}$.

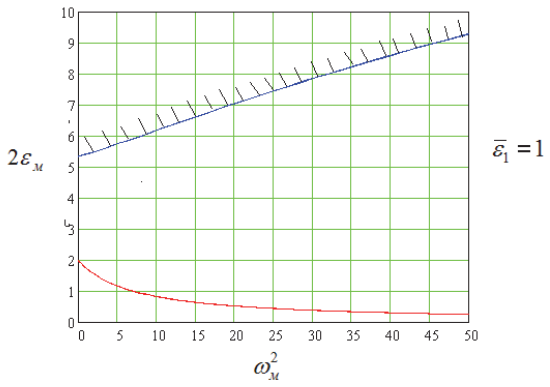


Рисунок 5. Область устойчивости в плоскости двух параметров для $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$.

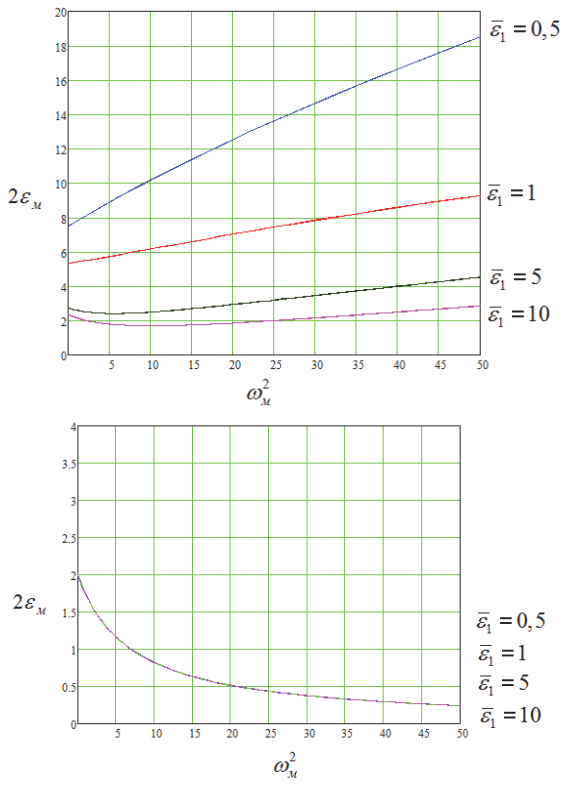


Рисунок 6 Графики в плоскости двух параметров для $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$ при различных ε_1 соответственно

4 Заключение

Данная работа содержит систему дифференциальных уравнений, описывающих возмущенное движение топлива в магистралях многоступенчатых ракет-носителей пакетной схемы с учетом подачи топлива из баков боковых блоков в бак центрального блока с помощью бустерного насоса в баке центрального блока на активном участке полета.

Список использованных источников

[1] Нестеров, В.Е. Исследование энергомассовой эффективности ракет-носителей с использованием перелива топлива [Текст] / В.Е. Нестеров, А.И. Кузин, Ю.О. Бахвалов, А.А. Николаев, И.А. Биркин, В.А. Гордеев // Авиакосмическая техника и технология. - 2010, № 3. –С. 13-24.

[2] Гордеев, В.А. Принципы построения и структурные схемы систем управления расходованием топлива и наддува баков РН с гидравлическими связями между боковыми и центральным блоками [Текст] / В.А. Гордеев, В.А. Жуков, В.К. Завадский, В.П. Иванов, Е.Б. Каблова, Л.Г. Кленовая, М.Ю. Мозжорина // Научно-технические разработки ФГУП ГКНПЦ им. М.В. Хруничева. - М.: Машиностроение, 2010. -С. 331-337.

[3] Колесников, К.С. Динамика ракет. [Текст] / К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 2003. – 520 с.

[4] Биркин, И.А. Об эффективности перелива топлива между ракетными ступенями, Актуальные проблемы российской космонавтики [Текст] / И.А. Биркин // Материалы XXXУ академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2011 г. – М., - С.42-43.

[5] Кириллов, В.В.Исследование колебаний жидкости в неподвижном сосуде с учётом её вытекания [Текст] / В.В. Кириллов // Труды МФТИ - М.,1960. - Вып.5. - С. 19-25.

THE INVESTIGATION OF THE STABILITY OF THE PROPELLANT INTAKE IN CARRIER ROCKET WITH MONOPROPELLANT ROCKET ENGINE

M.I. Diachenko,
A.N. Temnov

Bauman Moscow State
Technical University
5/1, ul. Baumanskaya 2-ya,
Moscow, 105005, Russia
s_masyanya@mail.ru
antt45@mail.ru

The problem of propellant free oscillations in cylindrical and conical tanks is considered and solutions presented with boundary conditions on a free surface and the surface of intake which if speak figuratively provides a resistance to the fluid descent; the special attention was given to research influences the propellant intake on appearance Pogo effect. Such problems have come from the purpose to increase efficiency and output performance of the multistage cluster rockets by a central stage fueling from the side stages of a cluster.

Key words: *mathematical model, the multistage cluster rockets, the propellant intake, longitudinal oscillations*

References

[1] Nesterov, V.E., Kuzin, A.I., Bakhalov, Y.O., Nikolaev, A.A., И.А. Birkin, I.A., Gordeev, V.A. Issledovanie energomassovoy effektivnosti raket-nositeley s ispol'zovaniem pereliva topliva – Aviakosmicheskaya tekhnika I tekhnologiya. № 3, 2010, pp. 13-24.

[2] Gordeev, V.A., Zhukov, V.A., Zavadskiy, V.K., Ivanov, V.P, Kablova, E.B., Klenova, L.G., Mozzhorina, M.Y.. Princypy postroeniya I strukturnye skhemy upravleniya rashodovaniem topliva I nadduva bakov RN s gidravlicheskimi svyazyami mezhdu bokovymi I tsentralnym blokami – Naychno-tekhnicheskie razrabotki Khrunichev state research and production space center. M.: Mashinostroenie, 2010. pp. 331-337

[3] Kolesnikov, K.S. Dinamika raket.- M.: Mashinostroenie, 2003. – 520 c.

[4] Birkin, I.A. Ob effektivnosti pereliva topliva mezhdu raketnymi stupenyami. Aktual'nye problem rossiyskoy kosmonavtiki. – Materialy XXXY akademicheskikh chteniy po kosmonavtike. Moscow, January 2011. pp.42-43.

[5] Kirillov V.V. Issledovanie kolebaniy zhidkosti v nepodvizhnom sosude s uchetom ee vytekaniya.- Trudy MFTI – M.1960. vyp. 5 – pp. 19-25.

УДК 621.822.5+621.822.6

КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ С АКТИВНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЗАЗОРОМ ЛЕПЕСТКОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Р.Н. Поляков
М.Э. Бондаренко
Л.А. Савин

Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс
302020, Россия, г. Орёл, Наугорское шоссе, 29
romanpolak@mail.ru
maxbondarenko22@yandex.ru
savin@ostu.ru

В статье представлено описание конструкции и принципа работы комбинированного подшипникового узла с активным управлением зазором лепесткового газодинамического подшипника. Комбинированный подшипниковый узел представляет собой совмещенный подшипник качения и лепестковый газодинамический подшипник по последовательной схеме, а также электромагнитные катушки, размещенные на корпусе и парные каждому лепестку, что позволяет управлять деформацией каждого лепестка через параметры питающего напряжения электромагнитных катушек. В статье представлен общий подход к построению математической модели управления с целью обеспечения максимальной виброустойчивости роторно-опорного узла за счет активного управления динамическими характеристиками многоклинового газодинамического подшипника.

Ключевые слова: Роторно-опорный узел; комбинированный подшипниковый узел; лепестковый газодинамический подшипник; активное управление; электромагнитная сила; виброустойчивость..

Введение

К машинам вращательного движения (насосы, компрессоры, детандеры и т.д.) предъявляется много требований, отдельное место среди которых занимает создание опорного узла, так как во многих случаях от правильной и надежной работы последнего зависит удовлетворительная работа всего агрегата. При работе роторных машин неизбежно возникают нежелательные колебания вращающихся валов вследствие дисбаланса, пульсаций давлений и др. Они отрицательно влияют на качество работы роторных механизмов, а в некоторых случаях могут представлять опасность из-за создаваемых в результате подобных колебаний повышенных нагрузок на подшипники.

Возрастание энергонапряженности машин и агрегатов новых поколений предъявляет все более жесткие требования по работоспособности и надежности опорных узлов. Рабочие частоты роторов порядка 100000 об/мин и более требуют новых конструкторских и технологических решений, обеспечивающих заданные показатели быстроходности и устойчивости. Для подшипников скольжения это применение лепестковых подшипников и новых сплавов, для подшипников качения применение керамических тел качения и повышение точности обработки. Другим направлением совершенствования опорных узлов является применение активного управления процессом колебаний ротора в зазоре подшипника. Реализующие данный принцип работы, активные магнитные подшипники лишены многих недостатков, присущих подшипникам качения и скольжения, но имеют высокую стоимость из-за сложности системы управления. Одним из перспективных направлений совершенствования подшипников скольжения является применение активного управление полем давления, что при достаточной простоте конструкции, возможности применения в агрессивных средах может обеспечить приемлемую стоимость и отдельную нишу применения в области создания роторных машин.

Авторами предлагается конструкция комбинированного мехатронного опорного узла, изображенного на рисунке 1. Комбинированная опора состоит из корпуса 1, в котором установлены подшипник качения 2, в подшипнике качения 2 закреплена втулка 3 с металлическими пластинами 4, которые служат элементами центрирования вала 5. По окружности в корпусе 1 закреплены электромагнитные катушки 6. Для стопорения внутреннего кольца на основном режиме работы комбинированной опоры установле-

ны пьезоэлементы 7, закрепленные на кольце 8.

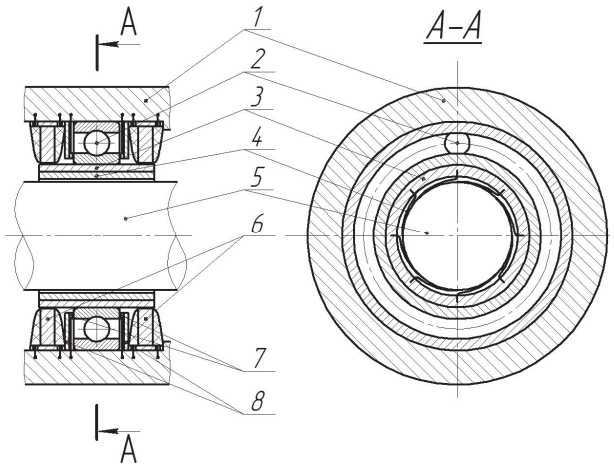


Рисунок 1. Комбинированная опора

Авторами предлагается конструкция комбинированного мехатронного опорного узла, изображенного на рисунке 1. Комбинированная опора состоит из корпуса 1, в котором установлены подшипник качения 2, в подшипнике качения 2 закреплена втулка 3 с металлическими пластинами 4, которые служат элементами центрирования вала 5. По окружности в корпусе 1 закреплены электромагнитные катушки 6. Для стопорения внутреннего кольца на основном режиме работы комбинированной опоры установлены пьезоэлементы 7, закрепленные на кольце 8.

Устройство работает следующим образом: в начальный момент времени передача нагрузки с вала 5 на корпус 1 осуществляется через металлические пластины 4 и тела качения подшипника качения 2. По мере возрастания скорости вращения вала 5 на электромагнитные катушки 6 и пьезоэлементы 7 подается напряжение. Возникает электромагнитное поле, которое отгибает пластины 4 от поверхности вала 5, при этом между пластинами 4 и валом 5 образуется воздушный зазор, в котором возникает газодинамическая сила, которая центрирует вал и воспринимает внешнюю нагрузку. Внутреннее кольцо подшипника качения 2 стопорится пьезоэлементами 7 с торцевых сторон, таким образом, подшипник качения 2 выключается из работы. При остановке происходят обратные процессы. При этом повышается устойчивость вращения ротора за счет повышенного демпфирования со стороны упругих металлических пластин.

При этом не нарушается принцип саморегулирования лепесткового газодинамического подшипника, так как деформация упругого лепестка происходит под совместным действием электромагнитных сил и газодинамического давления слоя газа. То есть при уменьшении грузоподъемности смазочного слоя происходит уменьшение радиального зазора, что приводит к увеличению реакции смазочного слоя. Дополнительная деформация лепестка, которая происходит вследствие данного процесса, увеличивает зазор и уменьшает реакцию, тем самым, реализуется саморегулирование положения ротора в зазоре газодинамического подшипника.

Данное устройство позволяет повысить надежность и долговечность опорного узла за счет разделения и дублирования функций подшипника качения и подшипника скольжения и активного управления их характеристиками на различных режимах работы роторной машины.

Представим модель лепестка в виде упругой балки малой кривизны с консольным закреплением (рисунок 2). Так как отношение высоты сечения h лепестка к радиусу кривизны лепестка r, существенно меньше единицы, считается, что балка имеет малую кривизну. В балке малой кривизны влияние кривизны оси на напряжения и деформации незначительно, поэтому расчет на изгиб с достаточной точностью можно производить по формулам для прямой балки [1]. Перемещение балки под действием внешней силы определяется согласно [2].

$$f(x) = \frac{q}{EJ_x}\left(\frac{l^2x^2}{4} - \frac{lx^3}{6} + \frac{x^4}{24}\right),$$

где q – распределенная нагрузка, создаваемая газодинамической силой и электромагнитными катушками посредством магнитного поля; E – модуль упругости материала лепестка; J_x – момент инерции относительно оси x; l – длина лепестка.

Распределенная нагрузка на лепесток определяется суммированием электромагнитной силы и газодинамической реакции смазочного слоя, распределенной по длине лепестка

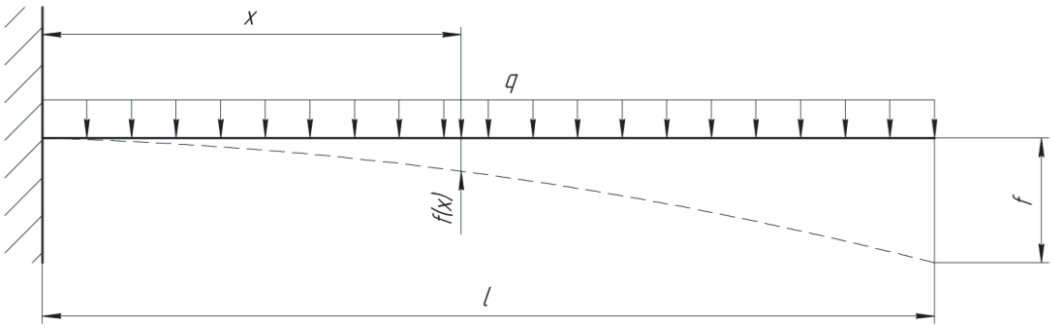


Рисунок 2. Расчётная схема прогиба лепестка

Усилие на лепесток определяется согласно [3]

$$F_{эл.м.} = \frac{pabtB^2}{8\mu_0},$$

где p – число полюсов; a – коэффициент числа полюсов; b – ширина лепестка; t – ширина полюса; B – индукция магнитного поля; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}\ \frac{Гн}{м}$ – магнитная постоянная.

Определение газодинамической реакции со стороны одного лепестка базируется на решении уравнения Рейнольдса, записанного для случая стационарного двумерного турбулентного течения вязкого сжимаемого смазочного материала

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\mu K_x}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\mu K_z}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial(\rho h)}{\partial x},$$

где p − давление в смазочном слое; μ − вязкость смазочного материала; ρ − плотность смазочного материала; h − радиальный зазор; U − линейная скорость на поверхности цапфы ротора; K_x, K_z − коэффициенты турбулентности, определяются по методике [5]

$$K_x = 1 + 0{,}044 \cdot \left(k^{*2} \cdot \mathrm{Re}\right)^{0{,}725};$$

$$K_z = 1 + 0{,}0247 \cdot \left(k^{*2} \cdot \mathrm{Re}\right)^{0{,}65},$$

здесь k^* – коэффициент Кармана, $k^* = 0{,}125 \cdot \mathrm{Re}^{0.07}$.

Функция радиального зазора h определяется как разница между точками поверхности вала и отжатого упругого лепестка (рисунок 3)

$$h(i) = \frac{h_0 - f}{z} i + f - Y\cos(\varphi) - X\sin(\varphi),$$

где h_0 - радиальный зазор между валом и местом закрепления лепестка; z – число разбиений лепестка на участки; i – номер участка; X – смещение вала по оси x; Y – смещение вала по оси y; φ − угол относительного положения вала в зазоре подшипника.

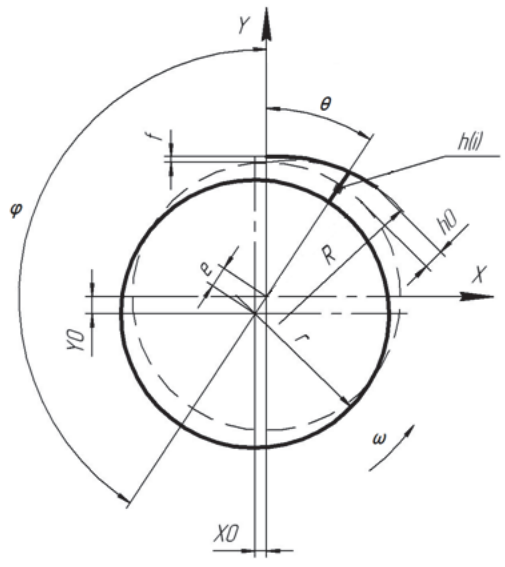


Рисунок 3. Схема определения функции радиального зазора

Проекции гидродинамической силы на оси подвижной IO_1J системы координат (ри-

сунок 4) находятся путем интегрирования поля давлений

$$R_j = -\int_0^L \int_0^{2\pi} p \cdot \sin(\theta - \varphi) \cdot R d\theta dz;$$

$$R_i = -\int_0^L \int_0^{2\pi} p \cdot \cos(\theta - \varphi) \cdot R d\theta dz.$$

Несущая способность W_i со стороны одного лепестка

$$W_i = \sqrt{R_j^2 + R_i^2}\ .$$

Суммарная несущая способность W газодинамического подшипника находится путем векторного суммирования реакций в каждом лепестке.

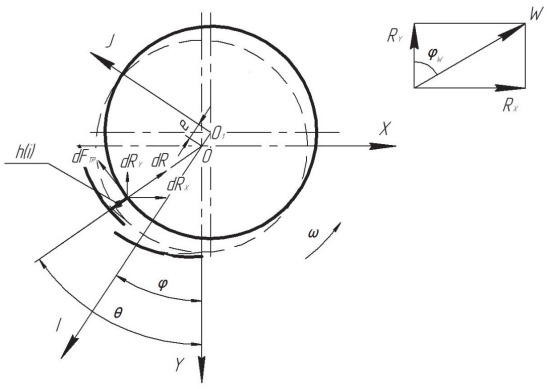


Рисунок 4. Расчетная схема к определению реакций смазочного слоя

Ниже представлены результаты моделирования. На рисунке 5 представлена зависимость деформации упругого лепестка в зависимости от подаваемого напряжения на электромагнитные катушки, что позволяет пересчитать при известном напряжении деформацию лепестка и определить радиальный зазор подшипника (рисунок 6) и несущую способность газодинамического лепесткового подшипника (рисунок 7).

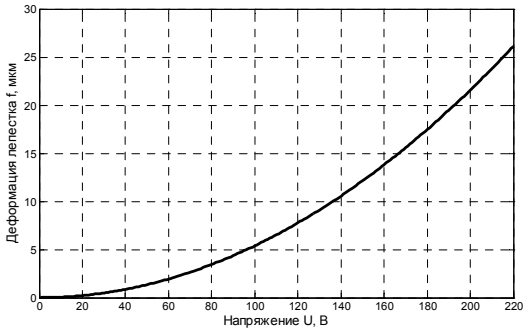


Рисунок 5. Зависимость деформации лепестка от напряжения

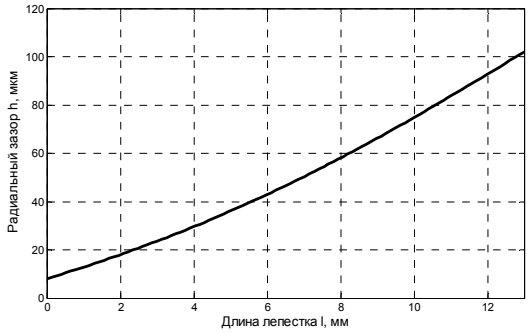


Рисунок 6. Радиальный зазор газодинамического подшипника

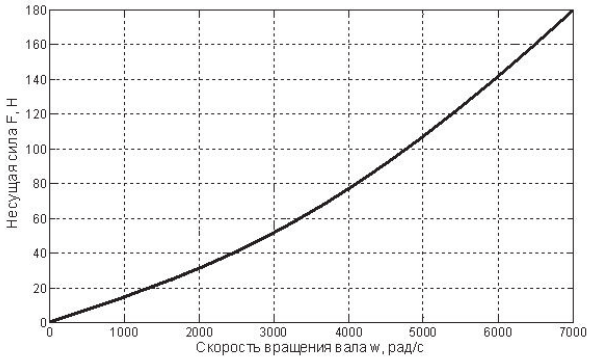


Рисунок 7. Несущая способность лепестка газодинамического подшипника в зависимости от скорости вала

Представленные графики иллюстрируют принцип работы мехатронной опоры с активным управлением: задавая определенный уровень управляющего сигнала можно управлять грузоподъемностью, жесткостью и демпфированием опорного узла. Введение дополнительной системы контроля вибраций ротора и обратной связи с системой управления позволит обеспечить повышенную работоспособность опорного узла на сверхвысоких частотах вращения.

Методика проектирования мехатронного комбинированного подшипника, уточненные математические модели и их синтез, а также результаты экспериментальных исследований будут приведены в последующих работах авторов. Работа выполнена в рамках проекта 14.574.21.0044 «Разработка активных комбинированных подшипниковых узлов роторных агрегатов летательных аппаратов» по ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития

научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы».

Список использованных источников

[1] Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Москва, Изд.: МГТУ им. Баумана, 1999. 592 с.

[2] Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов. Москва, Изд.: Физматгиз, 1962. 456 с.

[3] Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение., СПб.: Политехника, 2003. 206 с.

[4] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.– М.: Наука,1978. 736 с.

[5] Константинеску В.Н. и др. Подшипники скольжения: расчет, проектирование, смазка. – Бухарест: Изд-во АН РНР, 1964. – 458 с.

[6] Сытин А.В. Решение комплексной задачи расчета характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников. Орел, 2008. 188 с.

HYBRID FOIL FLUID/BALL BEARING WITH ACTIVE CONTROL OF THE RADIAL CLEARANCE FOIL FLUID BEARING

Roman N. Polyakov
Maxim E. Bondarenko
Leonid A. Savin

State University – Education-Science-Production Complex
Naugorskoe shosse, 29, Orel, 302020, Russian Federation
romanpolak@mail.ru
maxbondarenko22@yandex.ru
savin@ostu.ru

The article presents the description of the design and operation principle of hybrid bearing with active control radial clearance foil fluid bearing. Hybrid bearing is a combined ball bearing and foil fluid bearing with speed separation, as well as electromagnetic coil placed on the case and steam rooms to each petal that allows varying deformation of each petal by control parameters of the feeding tension of electromagnetic coils. The article presents a general approach to the construction of mathematical model of control in order to ensure maximum vibration resistance of rotor by the active control of dynamic characteristics foil fluid bearing.

Key words: *Hybrid bearing; foil fluid bearing; active control; vibration resistance; electromagnetic force.*

References

[1] Feodosyev V.I., *Soprotivlenie materialov.* Moscow, MGTU Baumana Publ., 1999. 492p.

[2] Rabotnov Y.N., *Soprotivlenie materialov.* Moscow, Fizmatgiz Publ., 1962. 456p.

[3] Yuri N. Zhuravlyov *Active magnetic bearings: theory, design, applications*, SPb, Politehnica Publ., 2003, 206p.

[4] Loycanskyy L.G., *Mehanika zhidkosti i gaza*, Nauka Publ., 1978. 736p.

[5] Konstantinescu V.N., *Podshipniki skolzheniya: raschet,proektirovanie, smazka.* Bukharest, AN RNR Publ., 1964. 458p.

[6] Sytin A.V. *Reshenie kompleksnoy zadachi rascheta harakteristik radialnih lepestkovih gazodinamicheskih podshipnikov*. Orel, 2008. 188p.

УДК 533: 621.455

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

А.Б. Бачурин
Е.В. Стрельников
В.А. Целищев

Уфимский государственный авиационный технический университет
450000, Россия, г. Уфа, ул.К.Маркса, 12
bachurinsasha@rambler.ru

Современная ракетная двигательная установка представляет собой динамическую систему с комплексом взаимосвязанных звеньев, обеспечивающих в процессе её функционирования на летательном аппарате получение заданных основных характеристик. Основной регулируемой величиной двигательной установки, выступающей в качестве объекта регулирования, является секундный массовый расход газов через сопло. Регулирующим воздействием является площадь управляемого дросселя в гидравлической системе регулирования площади поверхности горения твердого топлива за счет слива жидкости из каналов заряда. Достигнутый в настоящее время уровень развития вычислительной техники позволяет моделировать поведение объекта и систем его управления. Это позволяет повысить качество проектирования и сократить сроки доводки гидроагрегатов.

***Ключевые слова**: Электрогидравлическая система; регулируемая двигательная установка; гидроавтоматика; гидроагрегат; переходные процессы; быстродействие; динамическая ошибка*

Целью математического моделирования гидроавтоматики регулируемой двигательной установки (РДУ) является получение системы уравнений, описывающих работу структурно-подобных установок, дальнейшее исследование которой на ЭВМ позволяет решать задачи анализа и синтеза динамических параметров системы автоматического регулирования.

Электрогидравлическая подсистема управления площадью поверхности горения состоит из камеры сгорания, заряда твердого топлива с выполненным в нем каналом и заполненным жидкостью, поршня, исполнительного элемента представленного регулятором расхода и датчиком расхода жидкости из канала. На рисунке 1 представлена функциональная схема гидроавтоматики для регулирования площадью поверхности горения заряда твердого топлива в камере сгорания. В ее состав входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электромеханический преобразователь (ЭМП), золотник клапана (ЗК), поршень в канале заряда (Поршень), датчик расхода в канале заряда (ДР), и объект регулирования (КС)

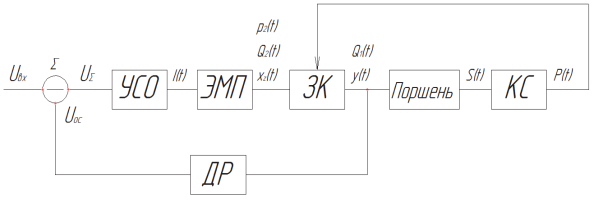


Рисунок 1. Блок – схема системы регулирования

В качестве исполнительного механизма применяется регулятор расхода, поддерживающий постоянство расхода независимо от изменения давления (рисунок 2). Конструктивно регулятор расхода состоит из последовательно включённых редукционного клапана (клапана перепада давлений) и управляемого электромагнитного дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем, а постоянство перепада давления на дросселе – редукционным клапаном.

При увеличении расхода жидкости через дроссель увеличивается перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_3$, который вызывает смещение запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

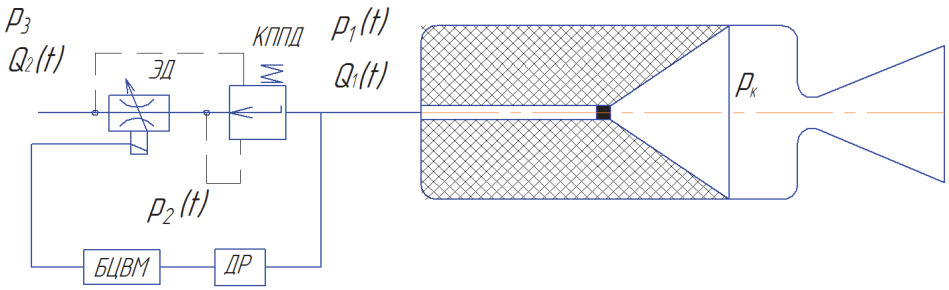


Рисунок 2. Принципиальная схема двухходового регулятора расхода

При составлении математической модели были сделаны следующие допущения:

- коэффициенты расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления и дросселя считаются постоянными;
- соблюдается условие неразрывности;
- модуль объёмной упругости рабочей жидкости и коэффициент вязкости считаются величинами постоянными, нерастворенный воздух в системе отсутствует;
- утечки рабочей жидкости через зазоры между трущимися поверхностями золотника и гильзы пренебрежимо малы;
- значения площадей входных отверстий сумматора потока считаются равными между собой;
- диаметры каналов в заряде твердого топлива считаются равными между собой и не изменяются в течение всего времени работы двигателя;
- гидравлические потери в подводящих гидролиниях пренебрежимо малы.

На основании принятых допущений математическая модель имеет следующий вид.

1. Уравнение электрической цепи электромеханического преобразователя, управляющего дросселем

$$(U_{\text{др}} - k_{\text{ос}} \cdot Q_{\text{к}}(t)) \cdot K_{\text{у}} = R_{\text{др}} \cdot i_{\text{др}}(t) + L_{\text{др}} \cdot \frac{di_{\text{др}}}{dt} + K_{\text{ПЭД}} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \quad (1)$$

где $U_{\text{др}}$ – напряжение в обмотке управления электромагнита, В;
$R_{\text{др}}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом;
$i_{\text{др}}(t)$ – зависимость силы тока в обмотке управления от времени, А;
$L_{\text{др}}$ – индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита, Гн
$K_{\text{пэд}}$ – коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи электромеханического преобразователя, В·с/м;
$h(t)$ – зависимость перемещения управляющей заслонки дросселя от времени, м.

2. Уравнение движения управляющей заслонки дросселя

$$m_{\text{др}} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{fi\text{д}} \cdot i_{\text{др}}(t) - b_{\nu\text{др}} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{\text{др}} \cdot h(t), \quad (2)$$

где $m_{\text{др}}$ – масса управляющей заслонки дросселя, кг;
$K_{fi\text{д}}$ – коэффициент силы тока в электрической цепи электромеханического преобразователя, Н/А;
$b_{\nu\text{др}}$ – коэффициент вязкого трения в дросселе, Н·с/м;
$c_{\text{др}}$ – коэффициент жесткости пружины в дросселе, Н/м.

3. Уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления

$$m_{\text{к}} \cdot \frac{d^2 x_{\text{к}}(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{\nu\text{к}} \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} - c_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t), \quad (3)$$

где $m_{\text{к}}$ – масса золотника клапана постоянного перепада давления, кг;
$x_{\text{к}}(t)$ – зависимость перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени, м;
A_1 – площадь торцевой поверхности клапана постоянного перепада давления, м^2;
p_3 – зависимость давления на выходе из дросселя от времени, Па;
$b_{\nu\text{к}}$ – коэффициент вязкого трения золотника в клапане постоянного перепада давления, Н·с/м;
$c_{\text{к}}$ – коэффициент жесткости пружины в клапане постоянного перепада давления, Н/м.

4. Уравнение баланса расхода через регулятор расхода

$$\mu_к \cdot b_к \cdot x_к(t) \cdot \sqrt{\frac{2\cdot(p_1(t)-p_2(t))}{\rho_о}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2\cdot(p_2(t)-p_3}{\rho_о}} = \frac{V_{к1}}{2\cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_к(t)}{dt}, \quad (4)$$

где N – количество каналов в заряде твердого топлива;
$\mu_к$ – коэффициент расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления;
$b_к$ – ширина щели золотника клапана постоянного перепада давления, м;
$V_{к1}$ – объём верхней полости клапана постоянного перепада давления, м^3;
E – приведенный модуль объёмной упругости рабочей жидкости, Па.
$\mu_{др}$ – коэффициенты расхода дросселя;
$b_{др}$ – ширина щели дросселя, м;
$V_{к2}$ – объём нижней полости клапана постоянного перепада давления, м^3.

Динамика процессов в камере сгорания РДТТ при изменении площади поверхности горения описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases}
(U_{др} - k_{ос} \cdot Q_к(t)) \cdot K_у = R_{др} \cdot i_{др}(t) + L_{др} \cdot \dfrac{di_{др}}{dt} + K_{ПЭД} \cdot \dfrac{dh(t)}{dt}, \\
m_{др} \cdot \dfrac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{fiд} \cdot i_{др}(t) - b_{vдр} \cdot \dfrac{dh(t)}{dt} - c_{др} \cdot h(t), \\
m_к \cdot \dfrac{d^2 x_к(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{vк} \cdot \dfrac{dx_к(t)}{dt} - c_к \cdot x_к(t), \\
\mu_к \cdot b_к \cdot x_к(t) \cdot \sqrt{\dfrac{2\cdot(P(t) - p_2(t)}{\rho_о}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\dfrac{2\cdot(p_2(t) - p_3}{\rho_о}} = \\
= \dfrac{V_{к1}}{2\cdot E} \cdot \dfrac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \dfrac{dx_к(t)}{dt}, \\
\dfrac{dP(t)}{dt} = \dfrac{1}{V_k(t)}(\gamma RT(t)\chi_k S(t)\rho_S u(t) - \gamma\sqrt{RT(t)}\mu_C A_n(F - f(y(t))P(t) - P(t)S(t)u(t)), \\
u(t) = u_1 P^{\nu}(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \dfrac{dV_k}{dt} = SU(t).
\end{cases} \quad (5)$$

Численное решение системы (5) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутта-Фальберга 4-5 порядка с помощью системы аналитических вычислений *Maple*.

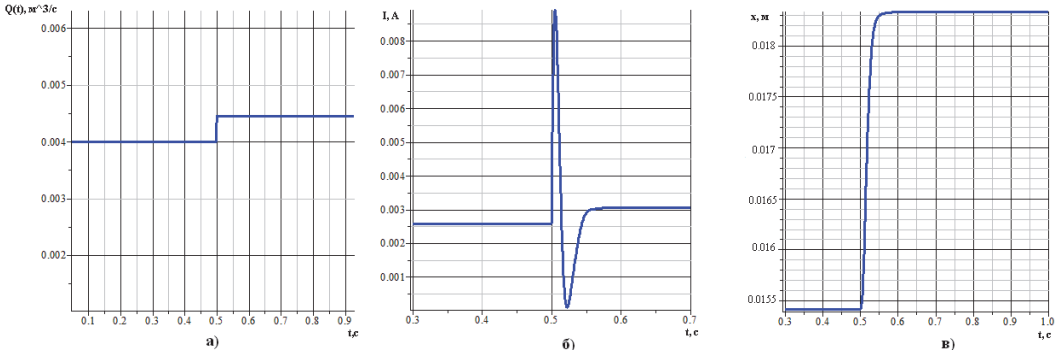


Рисунок 3. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:
а) программа управления расходом жидкости через регулятор расхода;
б) сигнал управления подаваемый на дроссельную заслонку регулятора расхода;
в) перемещение дроссельной заслонки

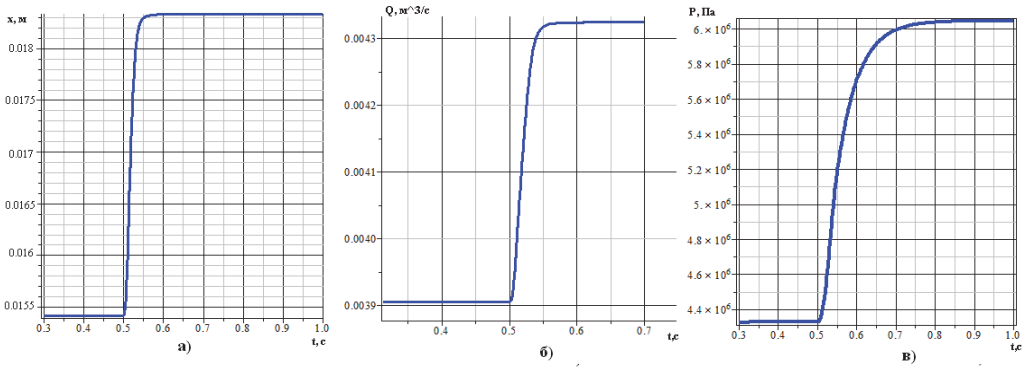


Рисунок 4. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления: а) перемещение дроссельной заслонки; б) изменение расхода через регулятор расхода; в) изменение давления в камере сгорания

На рисунках 3 и 4 представлены графики переходных процессов в подсистеме регулирования площади поверхности горения, полученные при решении системы математических уравнений (5). В момент времени равный 0,5 с, в соответствии с заданной программой управления, подается управляющий сигнал на электромеханический преобразователь регулятора расхода, который перемещает золотник клапана. В результате увеличивается площадь проходного сечения дросселя и, соответственно, увеличивается расход жидкости из канала заряда твердого топлива, увеличивая при этом площадь поверхности горения. Давление в двигателе при этом выходит на новый режим.

На рисунке 5 показано влияние инерционности исполнительного механизма на рост давления в камере сгорания при увеличении площади проходного сечения дросселя.

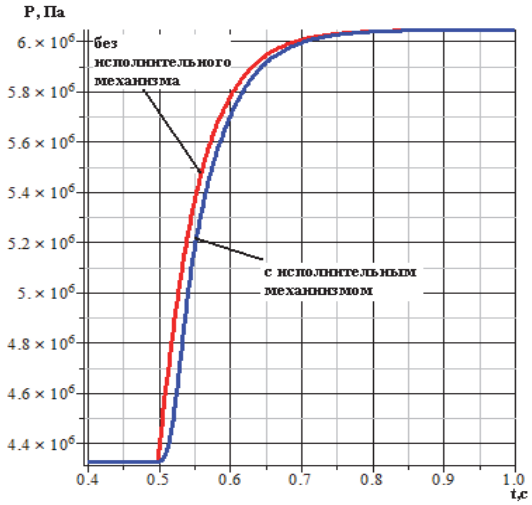


Рисунок 5. Сравнение переходного процесса изменения давления в камере сгорания с исполнительным механизмом и без него

Перемещение клапана золотника занимает определенное время, что приводит к незначительному запаздыванию переходного процесса, в отличие от модели без исполнительного механизма. Таким образом, при моделировании управляющего воздействия инерционность исполнительного механизма можно не учитывать.

На рисунках 6 и 7 показано, как система поддержания постоянного расхода слива жидкости из канала заряда отрабатывает возмущающее воздействие. В момент времени $t = 0.5$ с ступенчато изменяем площадь критического сечения сопла, в результате чего происходит увеличение давления в камере сгорания. Поршень в канале заряда начинает двигаться с большей скоростью, увеличивая расход жидкости через регулятор расхода. Подсистема отрабатывает увеличение расхода уменьшением площади проходного сечения канала регулятора, после чего расход принимает заданное значение.

Применение контура регулирования слива жидкости из канала заряда РДУ ограничивается значительным увеличением заброса давления на переходном режиме, что вызывает увеличение динамической ошибки РДТТ, упрочнение стенок камеры сгорания. Кроме того, на некоторых режимах работы установки фронт пламени может обогнать поршни, а скорость горения топлива во многом определяется давлением в камере

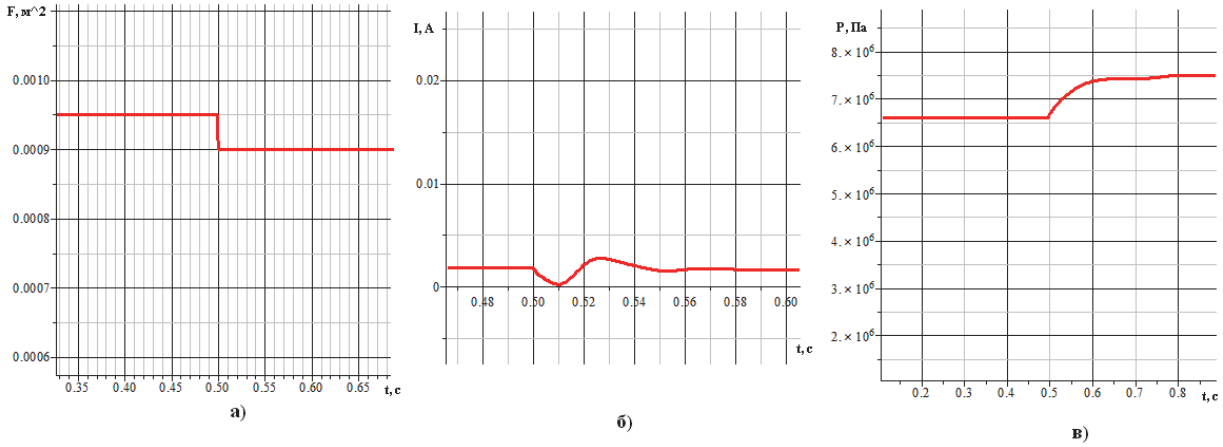


Рисунок 6. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:
а) изменение площади критического сечения сопла, б) управляющий сигнал по току,
в) изменение давления в системе на входе в регулятор расхода

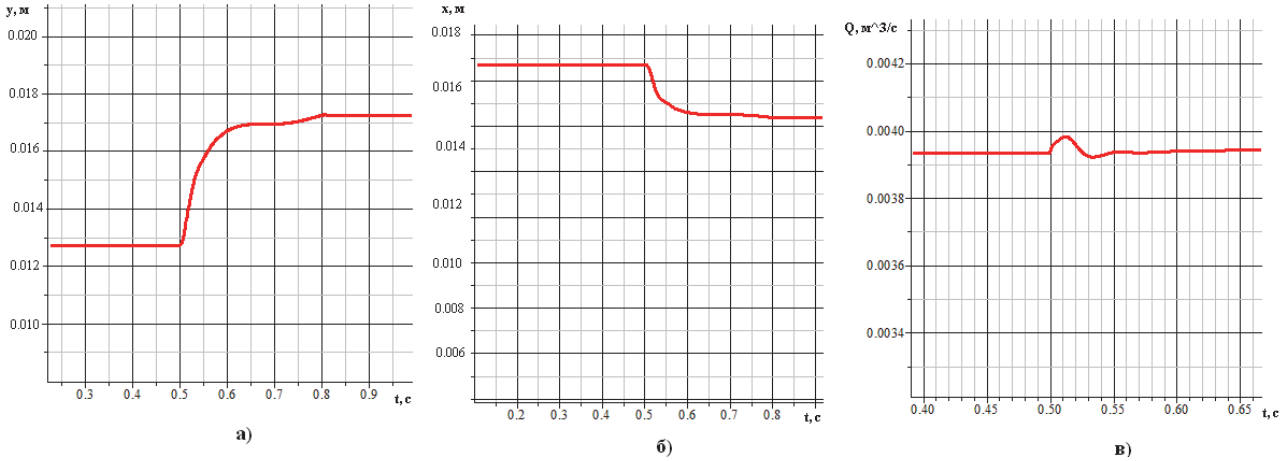


Рисунок 7. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:
а) перемещение пропорционального клапана; б) перемещение золотникового клапана;
в) изменение расхода на выходе из регулятор

Использование контура регулирования слива жидкости из канала заряда РДУ ограничивается значительным увеличением заброса давления на переходном режиме, что вызывает увеличение динамической ошибки РДТТ, упрочнение стенок камеры сгорания. Кроме того, на некоторых режимах работы установки фронт пламени может обогнать поршни, а скорость горения топлива во многом определяется давлением в камере.

Решена задача численного моделирования процессов в гидравлической системе РДУ с влияния устройства гидроавтоматики. Моделирование процессов в электрогидравлической системе управления РДУ позволяет разработчикам по заданным техническим требованиям и свойствам переходных процессов объекта управления на основе математического
моделирования подбирать рациональные параметры. Моделирование рабочих процессов, основанное на решении системы дифференциальных уравнений в нелинейном виде, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов в гидроавтоматике.

Список использованных источников

[1] Petrenko V.I., M. Sokolowski, A. Zykov, Lyanguzov S.V., Todoschenko A.I. V.L. Popov, Potapov B.F., Sevastiyanov V.V. Yarushin S.G. Upravliyemie energeticheskie ustanovki na tverdom toplive [Managed power plants for solid propellants] / Under total. Ed. M. Sokolowski and VI Petrenko.M.: Mechanical Engineering, 2003. , 464.

[2] Prisnyakov V.F. Dinamika racketnih dvigatelei tverdogo topliva [Dynamics of solid rocket motor fuel.] Textbook for vuzov.-M. Engineering, 1984, 248 p.

[3] Tselishev V.A., Aref K.V., Mesropyan A.V., Telitsyn Y.S. Identifikaciy i adaptivnoe upravlenie struinimi gidravlicheskimi mashinami [Identification and adaptive control of jet engines with hydraulic steering] / Acad MAI, Moscow, 2007. p.282.

[4] Bachurin A.B., Strel'nikov E.V., Litvinov E.S., Tselishev V.A. Sistema avtomaticheskogo regulirovaniy davleniy v kamere sgoraniy [Automatic control system pressure in the combustion chamber SRBs] / Herald USATU, Ufa, 2013, Volume 17, № 3 (56) - P.26 - 33.

MODELING OF ELECTRO-HYDRAULIC CONTROLLED PROPULSION SYSTEM

A.B. Bachurin
E.V. Strelnikov
V.A. Tselishev

Ufa State Aviation Technical University,
Ufa,
Ul. K. Marksa 12,
Russia, 450000
bachurinsasha@rambler.ru

Modern rocket propulsion system is a dynamic system with a set of interconnected links Modern controlled propulsion system, ensuring in the process of its operation on the aircraft receiving the given basic characteristics. Main propulsion controlled variable serving as controlled object is second mass flow of gases through the nozzle. Regulating influence area is managed throttle hydraulic adjusting the surface area of solid fuel combustion by draining the channel charge. Currently achieved level of development of computer technology allows to simulate the behavior of the object and its management systems. This helps improve the design quality and reduce debugging time hydroelectric generators.

Key words: *Electro-hydraulic system; controlled propulsion system; hydraulics; hydro unit; transitional processes; quick-actingr; dynamic inaccuracy*

УДК 621.45.00.11.018.3

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОТУРБОВОЗА НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

В.А. Букин

ОАО "КУЗНЕЦОВ",
Заводское ш., 29, Самара,
Россия, г. Самара
443022
motor@kuznetsov-motors.ru

Статья посвящена разработке и доводке системы автоматического управления (САУ) магистрального газотурбовоза ГТ1h-001 с газотурбинным двигателем (ГТД) НК-361, работающим на сжиженном природном газе (СПГ). Выполнен анализ динамических свойств исходной и модернизированной САУ, обоснованы структурные преобразования САУ и топливной системы. Приведены материалы по испытаниям газотурбовоза.

***Ключевые слова**: Газотурбовоз**,** САУ, сжиженный природный газ, динамические характеристики, исследование, рекомендации*

Применение на газотурбовозе с газотурбинным двигателем сжиженного природного газа (СПГ) базируется на следующих принципах:

- перед подачей в камеру сгорания двигателя СПГ газифицируется;
- для охлаждения масла двигателя и электрического генератора используется хладоресурс криогенного топлива.

Охлаждение масла и предварительный подогрев СПГ с его частичной газификацией осуществляется в топливомасляных теплообменниках (ТМТ), установленных в топливной системе параллельно на выходе из насоса.

Окончательная газификация и подогрев криогенного топлива происходит в трубчатом топливогазовом теплообменнике (ТГТ), установленном за свободной турбиной ГТД.

Исходная САУ газотурбовоза ГТ1h-001 с газотурбинным двигателем НК-361 представляла систему с регулированием расхода СПГ в жидком состоянии до его газификации.

На рисунке 1 приведена функциональная схема системы управления. Система состоит из трех контуров: контура регулирования ГТД, контура регулирования электрического генератора и контура регулирования электроприводного центробежного топливного насоса (ЭЦН).

Контур регулирования ГТД включает в себя дозатор СПГ (ДТ), газогенератор (ГГ) и свободную турбину двигателя (СТ), ПИД-регулятор ГТД. Два теплообменника ТМТ и один ТГТ, условно обозначенные одним теплообменником (ТО), также входят в этот контур. Основным регулируемым параметром контура является частота вращения свободной турбины n_{CT}, дополнительными – параметры ограничения газотурбинного двигателя. Регулирующим фактором является расход СПГ в жидком состоянии $G_{TЖ}$.

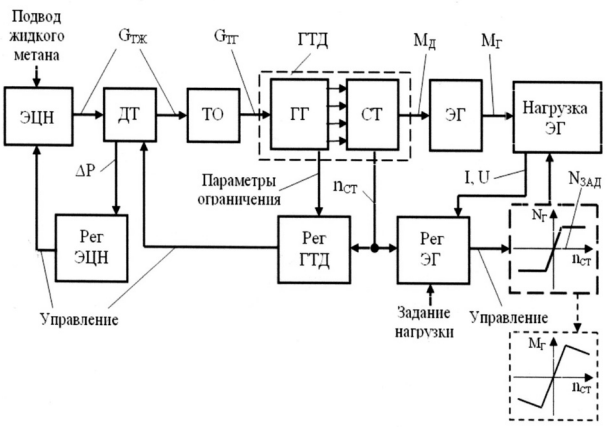


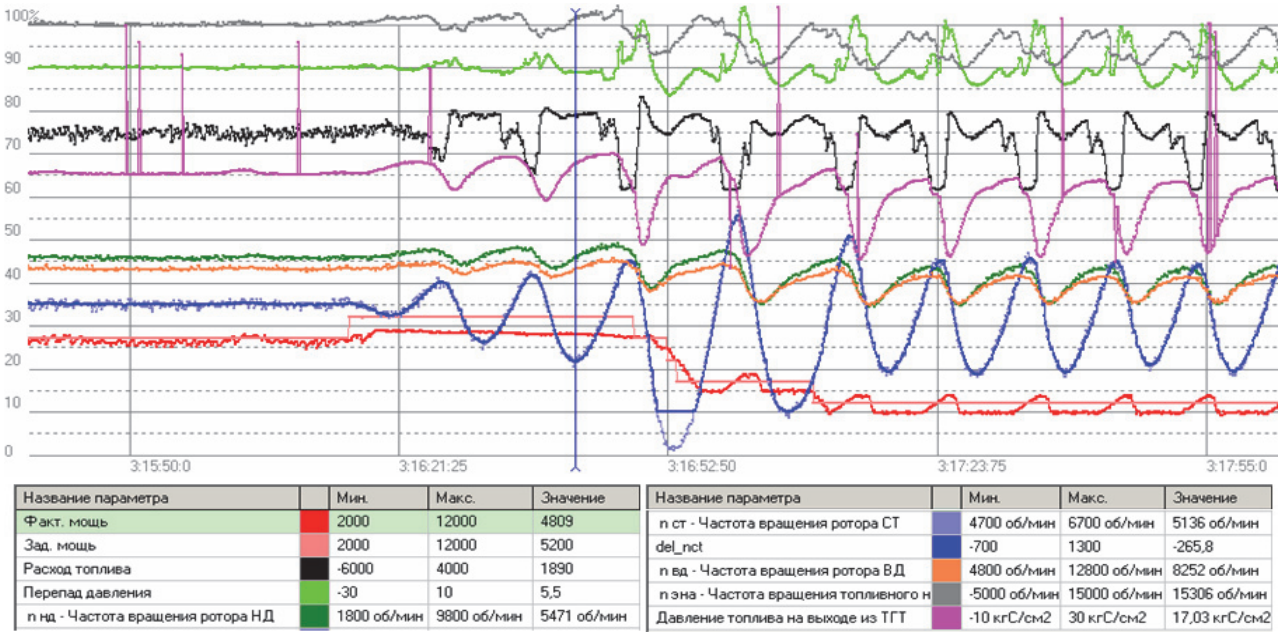
Рисунок 1. Функциональная схема системы управления ГДД и ЭГ

Контур регулирования электрического генератора (ЭГ) охватывает свободную турбину ГТД, генератор, его нагрузку и регулятор генератора. Режим силового блока устанавливается заданием требуемой мощности $N_{ЗАД}$ от 0 до 7500 кВт дискретно через 300 кВт на низких режимах и через 500…540 кВт - на высоких режимах. Поддержание нагрузки генератора осуществляется регулятором генератора в «коридоре мощности» с диапазоном около 300 кВт. До достижения границ (верхней и нижней) мощности регулируется момент генератора в прямой зависимости от частоты вращения свободной

турбины $M_Г = f(n_{СТ})$. Допустимость изменения мощности при заданной настройке только в определенных пределах обусловлено жёсткими ограничениями по продольным динамическим нагрузкам на состав.

Контур регулирования топливного насоса состоит из электроприводного центробежного насоса (ЭЦН), поддерживающего на дозаторе топлива постоянный перепад 6 кгс/см^2 изменением частоты вращения насоса $n_{ЭЦН}$.

Быстродействие системы на всех режимах оказалось небольшим с тенденцией уменьшения быстродействия при увеличении мощности. Частота колебательных процессов составляла 0,2…0,3 Гц на холостом ходу и 0,09…0,15 Гц на больших режимах. В зоне регулирования $M_Г = f(n_{СТ})$ контур $n_{СТ}$ является устойчивым. Переход с регулирования момента электрического генератора на поддержание постоянной мощности, при котором свободная турбина с генератором становятся нейтрально устойчивым объектом регулирования (с нулевым значением коэффициента самовыравнивания), приводило к неустойчивости контура регулирования и развитию автоколебаний с амплитудой до 1000 об/мин по $n_{СТ}$ (рисунок 2).



Название параметра		Мин.	Макс.	Значение
Факт. мощь		2000	12000	4809
Зад. мощь		2000	12000	5200
Расход топлива		-6000	4000	1890
Перепад давления		-30	10	5,5
n нд - Частота вращения ротора НД		1800 об/мин	9800 об/мин	5471 об/мин

Название параметра		Мин.	Макс.	Значение
n ст - Частота вращения ротора СТ		4700 об/мин	6700 об/мин	5136 об/мин
del_nct		-700	1300	-265,8
n вд - Частота вращения ротора ВД		4800 об/мин	12800 об/мин	8252 об/мин
n зна - Частота вращения топливного н		-5000 об/мин	15000 об/мин	15306 об/мин
Давление топлива на выходе из ТГТ		-10 кгС/см2	30 кгС/см2	17,03 кгС/см2

Рисунок 2. Возникновение неустойчивости контура $n_{СТ}$ на N_I= 4800 кВт и автоколебания на N_I= 3200 кВт; ГТ1h-001; Ходовые испытания; 20.12.2008 г.; $f \approx 0{,}1$ Гц

Проведенный анализ показал, что причина неустойчивости заключается в сочетании большого суммарного теплового запаздывании трех теплообменников, которые входят в контур регулирования $n_{СТ}$, и отсутствия самовыравнивания свободной турбины с генератором.

Динамические свойства теплообменников определены при анализе автоколебаний по важному динамическому свойству теплообменников-газификаторов, характеризующих их тепловое запаздывание – по частоте колебаний при отставании *Гг* от *Гж* в 180 градусов (f_{-180}).

Известно, что в системах с кипящими аппаратами при неустойчивости могут возникать автоколебания жидкостного и газового расходов в противофазе, т.е. с отставанием на 180^0 [1]. Такие автоколебания отмечались и при испытаниях криогенных авиационных ГТД: НК-88 (на водороде) и НК-89 (на СПГ), имеющих в топливной системе теплообменник-газификатор [2]. Частота автоколебаний характеризует величину тепловой инерционности теплообменника.

На рисунке 3 представлены автоколебания в противофазе расходов *Гг* и *Гж* на холостом ходу газотурбовоза.

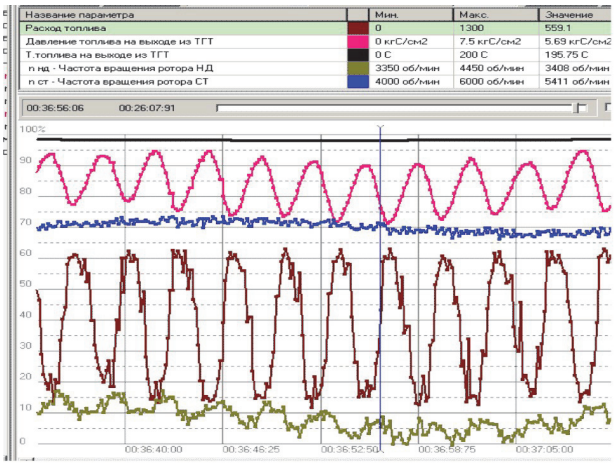


Рисунок 3. Автоколебания *Gж* и *Gг* ($P_{ТГТ}$) на холостом ходу в противофазе (f = 0,296 Гц

Похожий процесс большей амплитуды отмечался и при автоколебаниях на рисунке 1.

По результатам испытаний газотурбовоза получена зависимость частоты автоколебаний в противофазе *Gг* и *Gж* от мощности и температуры $T_{ТГТ}$ газифицированного криогенного топлива, которая помещена на рисунок 4.

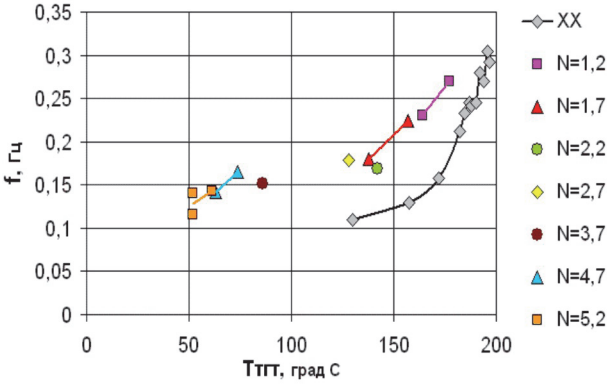


Рисунок 4. Зависимость частоты колебания параметров ТО от режима и $T_{ТГТ}$ при фазовом отставании $G_Г$ от $G_Ж$ в 180^0

По опыту аппроксимации характеристик теплообменника ГТД НК-88 [2] объединенные ТО двигателя НК-361 также аппроксимированы передаточной функцией, состоящей из четырех апериодических звеньев

$$W(s)=\frac{G_{ГВ}(s)}{G_{ЖВ}(s)}=\frac{1}{(T_{1ТО}s+1)(T_{2ТО}s+1)^3}.$$

На рисунке 5 представлены логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) ТО, построенные по данным графика (рисунок 4) при $T_{1ТО}$ = 4 с и $T_{2ТО}$ = 1с (f_{-180} = 0,12 Гц) и при $T_{1ТО}$ = 1,6 с и $T_{2ТО}$ = 0,4 с (f_{-180} = 0,3 Гц). На этом графике помещены также ЛАФЧХ теплообменников ГТД НК-88 и НК-89, имеющие большую частоту f_{-180} (3 Гц и 1,5 Гц соответственно).

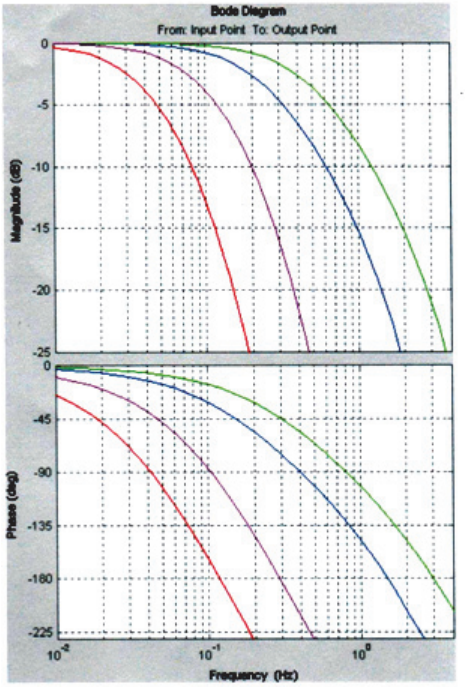


Рисунок 5. ЛАФЧХ ТО НК-361, НК-88 и НК-89

В 2010 г. в ОАО "ВНИКТИ" (г. Коломна Московской обл.) выполнена модернизация топливной системы газотурбовоза. Вместо центробежного насоса применили поршневой насос (ПН), а также установлены ресивер объёмом 2 м^3 и газовый дозатор ДГ (рисунок 6).

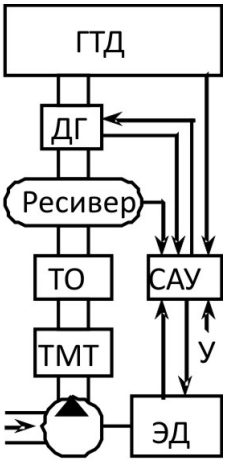
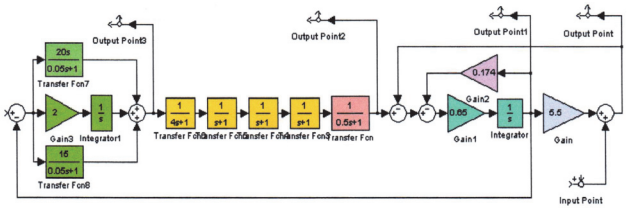


Рисунок 6. САР НК-361 с двумя независимыми контурами

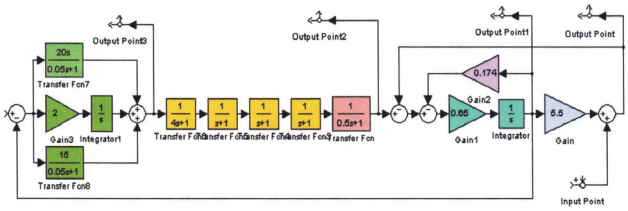
Организовано два независимых контура – контур регулирования давления в ресивере и контур регулирования n_{CT} ГТД.

Регулирование давления в ресивере осуществляется изменением частоты вращения насоса. Так как при регулировании расхода газа САУ учитывает изменение давления и температуры газа перед ДГ, к точности поддерживания параметров газа в ресивере нет особых требований.

Предварительно было выполнено моделирование исходной и модернизированной системы без влияния запаздывания ТО в контуре регулирования $n_{CT,}$ что подтвердило неустойчивость исходной схемы и эффективность организации двух независимых контуров – контур регулирования n_{CT} при поддержании постоянной мощности стал устойчивым. На рисунке 7 приведены математические модели исходной и модернизированной системы, реализованные в программном пакете Matlab Simulink, а на рисунке 8 – переходные процессы при различных коэффициентах самовыравнивания.

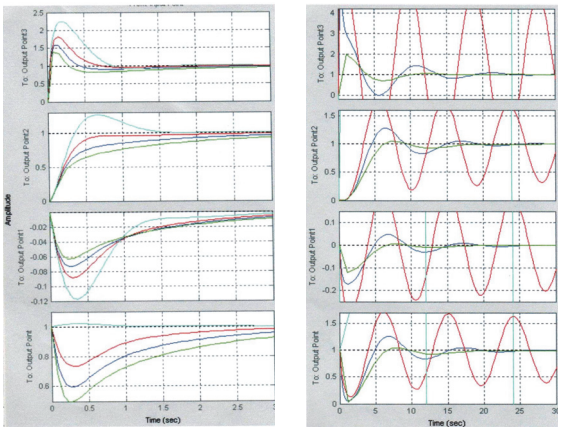


а)



б)

Рисунок 7. Математическая модель исходной (а) и модернизированной системы (б)



а) б)

Рисунок 8. Переходные процессы модели исходной (а) и модернизированной САУ (б)

Контур регулирования n_{CT} ГТД стал устойчивым и приобрёл высокое быстродействие (рисунок 9). В декабре 2010 – январе 2011 г. успешно прошли ходовые испытания магистрального газотурбовоза ГТ1h-001 на Московской и Горьковской железных дорогах.

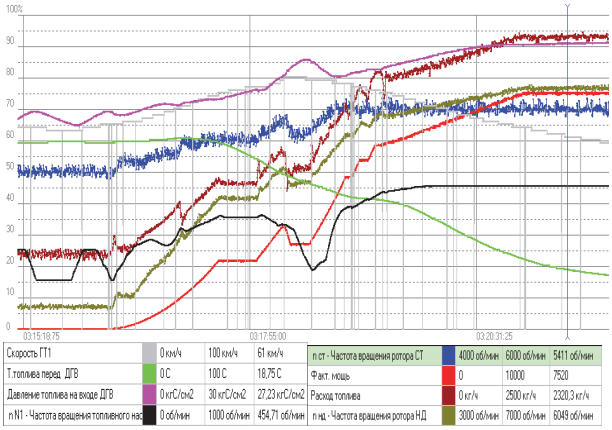


Рисунок 9. ГТ1h-001; $N_Г$= 0 … 7500 кВт; ходовые испытания; вес состава 9200 т; V_{COCT}= 60…80 км/час

Преимущества модернизированной системы:

- при поддержании постоянной мощности электрического генератора контур регулирования n_{CT} стал устойчивым;
- частота переходного процесса повысилась до 0,5…1 Гц;
- время захолаживания поршневого насоса перед запуском, по сравнению с центробежным насосом, значительно сократилось и не превышает трех минут;
- не требуется высокая точность поддержания давления газа в ресивере *Ppec*.

В связи с тем, что более 50% времени га-

зотурбовоз эксплуатируется на низких мощностях, в том числе и на холостом ходу, в 2013 г произведена перестройка диапазонов частот свободной турбины с диапазона 5000...5400 об/мин на диапазон 3000…5400 об/мин, что позволило:

- уменьшить расход топлива на низких режимах, причем расход топлива на холостом ходу уменьшился в 1,5 раза;

- исключить обрыв проводов контактной сети за счет уменьшения температуры и скорости выхлопных газов.

На рисунке 10 приведены параметры газотурбовоза при испытаниях с перестроенным диапазоном частот свободной турбины

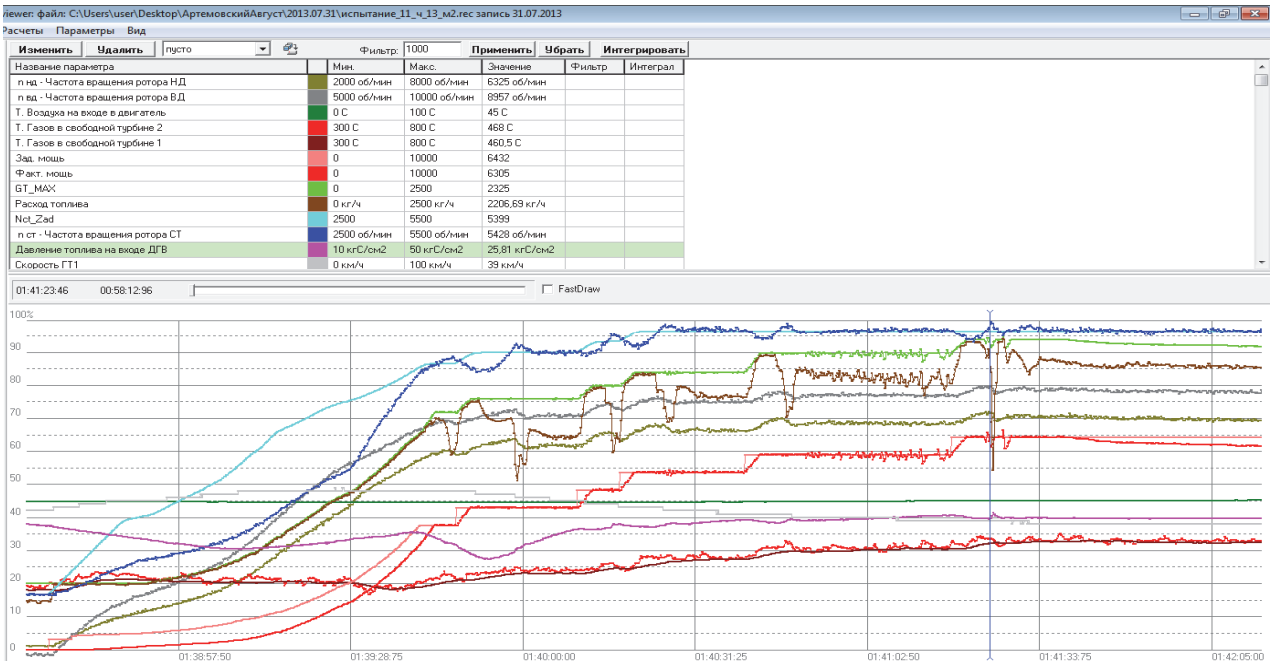


Рисунок 10. ГТ1h-001; N = 0…6300 кВт; n_{CT} = 3000…5400 об/мин; V_{COCT}=38…48 км/час; Свердловская ЖД; 31.07.2013 г

Для обеспечения работы модернизированной САУ топливная система также была преобразована.

На рисунке 11 приведена структурная схема топливной системы. На схеме не показаны вентили, клапаны захолаживания насоса, дренажа и заполнения РГ из «подушки» криогенной ёмкости, а также устройства, являющиеся типовыми для подобных систем.

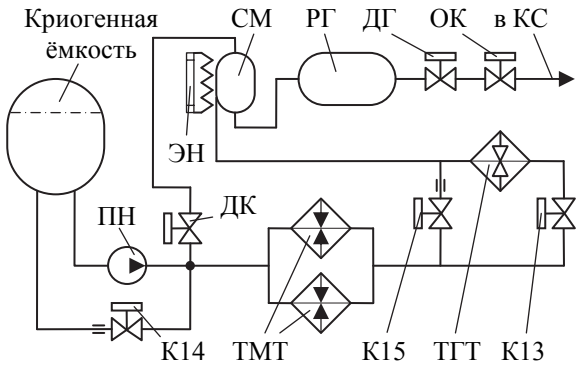


Рисунок 11. Структурная схема топливной системы

С целью газификации СПГ во время заполнения ресивера до подачи топлива в камеру сгорания (КС) двигателя, когда нет теплового источника, используется смеситель (СМ). В начале отработки топливной системы такое заполнение сопровождалось попаданием сжиженного газа в ресивер. Для исключения попадания жидкой фазы в ресивер введён обогрев смесителя греющим гибким кабелем. Обогрев смесителя включается при подготовке к запуску и отключается после запуска двигателя. Перед запуском через дроссельный кран (ДК) к смесителю подается СПГ. При подаче газа в камеру сгорания двигателя ДК закрывается и весь СПГ проходит через ТМТ, чем обеспечивается эффективное охлаждение масла. До окончания запуска газ, поступающий из основного ТГТ в ресивер, дополнительно подогревается в смесителе.

Между выходом из ТМТ и входом в ТГТ

установлен клапан К13, препятствующий замораживанию масла в ТМТ во время предварительного заполнения ресивера. Запуски с «замороженным» масляным теплообменником двигателя приводили к росту температуры масла двигателя до опасных значений. Такого явления с ТМТ генератора не было, так как через него прокачивалось масло ещё до запуска. Клапан К13 открывается на запуске перед подачей топлива в двигатель.

Для ограничения максимальной температуры газифицированного СПГ по условиям эксплуатации ДГ параллельно ТГТ и К13 установлен клапан К15 с дросселем. Клапан К15 открыт на низких режимах, когда температура газа за ТГТ без перепуска может превышать 120^0С, предельно допустимую для ДГ. Для исключения замораживания масла в ТМТ при запуске К15 открывается одновременно с К13. На мощности генератора $N_Г$ = 2500 кВт К15 закрывается.

Ввиду того, что допустимый минимальный расход насоса больше требуемого расхода двигателя на режиме холостого хода (ХХ), с выхода насоса выполнен перепуск в криогенную ёмкость через клапан К14 и дроссель. На ХХ и низких режимах К14 открыт. Закрывается К14, как и К15 на $N_Г$ = 2500 кВт.

На рисунке 12 приведена мнемосхема управления топливной системы газотурбовоза со всеми управляемыми элементами.

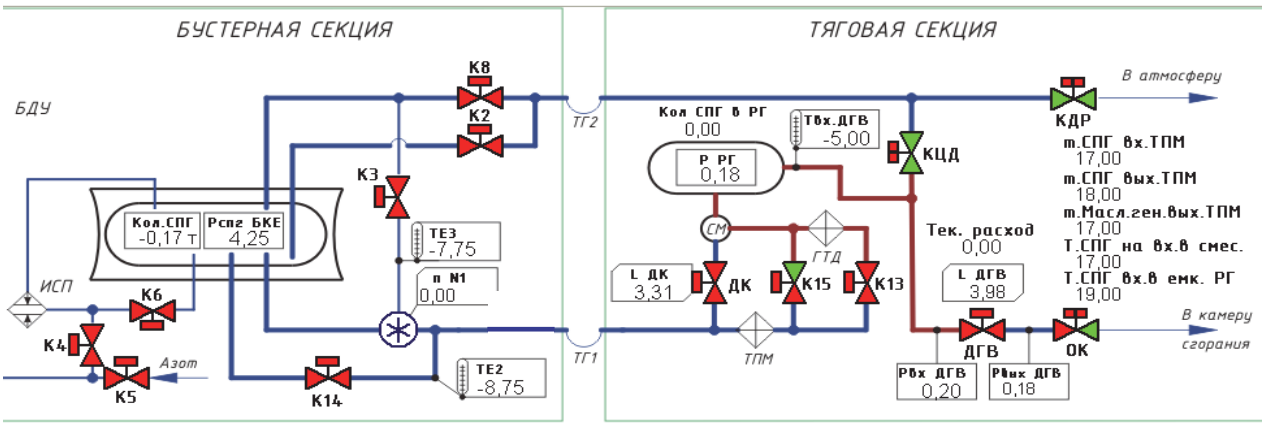
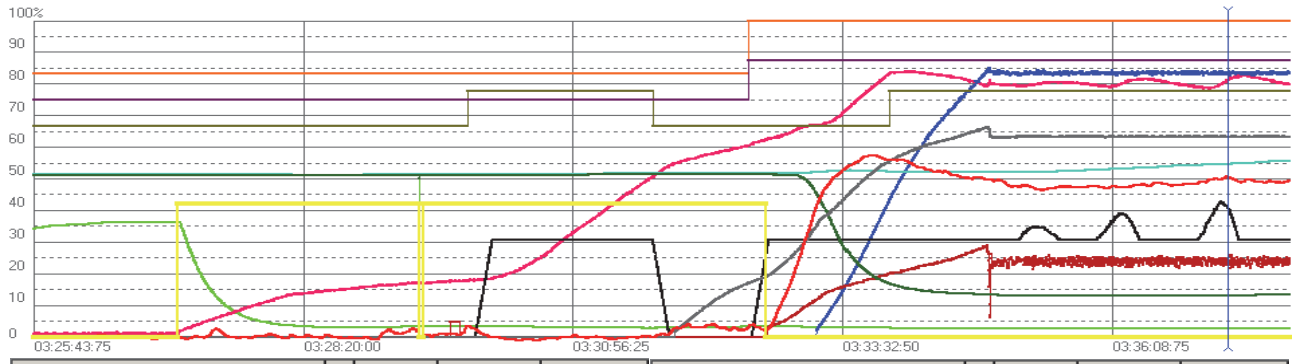


Рисунок 12. Мнемосхема топливной системы СПГ газотурбовоза

Процесс запуска зафиксирован на риснке 13. Подготовка к запуску начинается с открытия ДК и подачи газа из "подушки" криогенной ёмкости в ресивер через клапаны К8 и КЦД. Одновременно, с открытием клапана К3, начинает захолаживаться криогенный насос. После выравнивания давления в криогенной емкости и ресивере (0,35…0,45 МПа) открывается К14, а криогенный насос выводится на минимальную частоту вращения. После достижения давления в ресивере 1,2 МПа насос останавливается, закрывается К14, и включается стартер двигателя. При раскрутке роторов двигателя стартёром давление в ресивере продолжает увеличиваться за счет газификации СПГ в смесителе.



Название параметра		Мин.	Макс.	Значение
Т. топлива на входе в насос Н1		-150 С	150 С	-142.25 С
Давление топлива на входе ДГВ		0 кгС/см2	20 кгС/см2	16.19 кгС/см2
n ст - Частота вращения ротора СТ		0 об/мин	6000 об/мин	5016 об/мин
n N1 - Частота вращения топливного насоса		0 об/мин	500 об/мин	203.01 об/мин
Расход топлива		0	2500	608.1
Т.топлива перед ДГВ		-150 С	150 С	14 С
Т.топлива на входе в ТГТ		-150 С	150 С	-110.75 С

Название параметра		Мин.	Макс.	Значение
n вд - Частота вращения ротора ВД		0 об/мин	10000 об/мин	6322 об/мин
Т. Газов в свободной турбине 1		0 С	600 С	303.25 С
Клапан К13 "Открыт"		-5	1	1
Клапан К14 "Открыт"		-6	3	1
Клапан К15 "Открыт"		-6	2	1
СУ ДУС - Сигнал управления приводом дрос		4 мА	42 мА	4 мА

Рисунок 13. Запуск топливной криогенной системы газотурбовоза ГТ1-01 и ГТД НК-361.18.01.2011 г.

На рисунке 13 помещены также температурные параметры процесса заполнения ресивера и запуска: на входе в насос, за ТМТ, перед ДГВ и за турбиной двигателя.

Давление в ресивере поддерживается изменением частоты вращения криогенного насоса. Для оптимального открытия ДГ настройка регулятора плавно повышается с 1,6 МПа на ХХ до 3 МПа на максимальной мощности.

В результате модернизации топливной системы и САУ отрицательное влияние запаздывания теплообменников на работу ГТД и газотурбовоза устранено.

Список использованных источников

[1] Морозов И.И., Герлига В.А. Устойчивость кипящих аппаратов. М.: Атомиздат, 1969.

[2] Букин В.А. Экспериментальные динамические характеристики теплообменников-газификаторов водородного ГТД НК-88 и НК-89. //Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ, Самара, 5-7 сентября 2012 года: Сборник трудов в 3 томах. Том 2. Самара: Изд. СГАУ, 2012, -191…193 с.

MODERNIZATION OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR LNG MAINLINE GAS TURBINE LOCOMOTIV

V.A. Bukin

JSC «KUZNETSOV»
Zavodskoye Chosse, 29,
Samara, 443022, Russia
motor@kuznetsov-motors.ru

The article is concerned with modernization of automatic control system for mainline gas turbine locomotive GT1h-001 with a gas turbine engine NK-361, working on liquefied natural gas (LNG). It contains dynamic response analysis of original and modernized automatic control system, justified structural adjustments of automatic control system and fuel system, and test data for gas turbine locomotive.

Key words: *Turbo-engine, system of automatic control, condensated natural gas, dynamic descriptions, research, recommendations*

References

[1] Morozov I.I., Gerliga V.A. Ustojchivost' kipjashhih apparatov. M.: Atomizdat, 1969.

[2] Bukin V.A. Jeksperimental'nye dinamicheskie harakteristiki teploobmennikov-gazifikatorov vodorodnogo GTD NK-88 i NK-89. //Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij forum, posvjashhennyj 100-letiju OAO «Kuznecov» i 70-letiju SGAU, Samara, 5-7 sentjabrja 2012 goda: Sbornik trudov v 3 tomah. Tom 2. Samara: Izd. SGAU, 2012, -191…193 s.

УДК 62-822

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ КОНТУРОМ УПРАВЛЕНИЯ

В.С. Сидоренко
М.С. Полешкин

Донской государственный технический университет
344000, Россия,
г. Ростов-на-Дону,
пл. Гагарина, 1
poleshkin.maks@gmail.com

В работе решается задача оптимального управления динамической системой позиционного гидропривода с гидравлическими линиями связи. Разработанная обобщённая структура динамической системы гидропривода, позволила предложить методы решения задачи оптимального быстродействия и оценки выходных показателей (по времени перемещения, затрачиваемой мощности, точности перемещения и др.). Используя метод последовательного упрощения многомассовой математической модели, удается достичь рационального решения многокритериальной задачи структурно–параметрической оптимизации с минимальными затратами времени и средств. Приведены результаты экспериментальных исследований, доказывающие адекватность предлагаемой модели гидропривода и субоптимальные траектории перемещения его выходного звена при регулировании гидромеханическими устройствами управления.

Ключевые слова: *Оптимальное управление; математическая модель; переменная структура; позиционный гидропривод; гидролинии связи, контур управления*

1 Введение

Одной из характерных тенденций развития современной техники является интенсификация технологических и рабочих процессов механизмов и машин. В этих условиях предъявляются повышенные требования к динамическому качеству (быстродействию, точности, «устойчивости» и др.) систем приводов, обеспечивающих исполнительные движениями различных механизмов и организующих позиционные рабочие циклы. Обладая известными преимуществами, автоматизированные гидроприводы находят широкое применение в решении задач такого класса.

Как показывают исследования [1,3], наиболее перспективны технические решения обладающие изменяемой на различных участках позиционного цикла структурой силовой подсистемы привода, многофункциональностью их управляющих устройств, интегрированные с электронными компонентами в мехатронные блоки и модули, которые позволяют организовать оптимальное управление траекториями позиционных перемещений [4]. При этом заметно улучшаются и энергетические характеристики гидравлических приводов.

Выполненные в работе исследования посвящены решению задачи оптимального управления динамической гидромеханической позиционной системы повышенного быстродействия и точности, и созданию программной поддержки решения в виде управляющих программ для оптимального управления типовыми циклами автоматизированного технологического оборудования.

2 Принципы построения и структура гидропривода

В современных позиционных системах определяющими являются вопрос оптимального управления движением технических объектов. Организация оптимальных траекторий позиционных циклов приводит к сложной многокритериальной задаче, особенно для реальных технических систем.

В этих условиях применительно к гидромеханическим позиционным системам, обладающим известными преимуществами [1], возникает необходимость формирования принципов построения новых и совершенствования действующих схемотехнических решений для автоматизированного технологического оборудования:

- разработка новых методов решения многокритериальных задач управления;
- применение структурно-параметрического управления позиционированием за счет изменяемых «на ходу» структур гидропривода [6];
- минимизация элементов и длин управляющих линий связей, обеспечивающих близкие к квазирелейному управлению переключения привода;
- разработка многофункциональных управляющих устройств, интегрированных с электронной компонентой и программируемыми компьютерными технологиями;
- использование единого энергоносителя, для силового и управляющего контуров гидропривода, с минимумом дополнительных преобразований сигнала.

На основании анализа известных схемотехнических решений позиционного гидромеханического привода (ПГМП) предложена обобщенная структура (рис.1), охватывающая характерные признаки известных технических решений по исполнению, способам управления, законам движения рабочих органов машин. Схема поясняет состав и взаимные связи элементов, возможные структурные реализации.

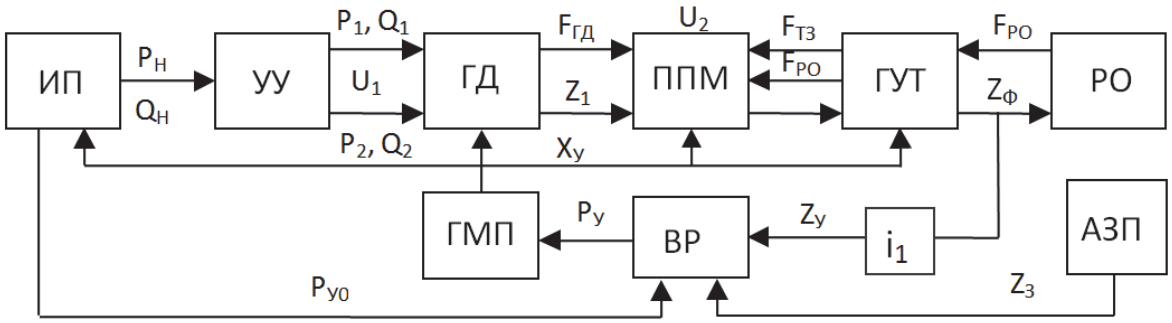


Рисунок 1. Обобщенная структурная схема позиционного гидропривода:
ИП – источник питания; ГД – гидродвигатель; РО – рабочий орган; УУ – управляющее устройство; ППМ – передаточно-преобразующий механизм; ГУТ – гидроуправляемый тормоз; ВР – вращающийся распределитель; АЗП – автономный задатчик перемещений; ГМП – гидромеханический преобразователь; U_1 – управляющее воздействие на гидродвигатель; Z_1,$Z_Ф$ – обобщенные перемещения гидродвигателя и рабочего органа; $F_{ГД}$ – обобщенная движущая сила, развиваемая гидродвигателем; $F_{РО}$ – обобщенные силы сопротивления (технологическая нагрузка, трение); $F_{ТЗ}$ – сила воздействия гидроуправляемого тормоза; U_2 – второе управляющее воздействие гидроуправляемым тормозом; $Z_З$ – заданное перемещение рабочего органа, $Z_У$ — перемещение поворотного элемента ВР, обеспечиваемое кинематической связью i_1 с РО; $P_{У0}$ – опорное управляющее давление.

Механическая подсистема передает обобщенную движущую силу $F_{гд}$ от выходного звена гидродвигателя ГД через передаточно-преобразующий механизм ППМ рабочему органу РО. Гидроуправляемый тормоз ГУТ, устанавливаемый на выходном звене ППМ или гидродвигателе, реализует управление U_2 на участке торможения и фиксацию рабочего органа РО после останова.

Гидравлический силовой контур, включающий источник питания ИП, управляющее устройство УУ, гидродвигатель ГД, формирует параметры потока жидкости P_1, Q_1 ,P_2 ,Q_2 и преобразует его энергию в движение выходного звена гидродвигателя ГД. Изменением параметров потока реализуются различные способы управления гидродвигателем U_1. Управляющая подсистема реализует алгоритм управления перемещениями исполнительных механизмов в автоматическом цикле.

Возможности выполнения оптимальных и субоптимальных траекторий движения обеспечивает контур управления, образуемый многофункциональным управляющим устройством – датчиком перемещения и задатчиком перемещений. Датчик Д кинематически связан механической передачей i_1 с рабочим органом. Позиционная управляющая подсистема работает по схеме совпадения фазовых координат $Z_у$ и $Z_з$. При их совпадении формируется на выходе сравнивающего устройства СУ управляющий сиг-

нал на один из элементов структуры в зависимости от принятого способа управления движением гидродвигателя ГД.

Многообразие структурных состояний гидропривода определяется принимаемыми способами управления, техническими средствами их реализации и может быть разделено на три группы. Первая охватывает приемы управления U_1 обобщенными движущими силами гидродвигателя $F_{гд}$, вторая – силами сопротивления движению $F_{тз} – U_2$, третья – комбинированное сочетание первых двух U_1+U_2. Последняя является наиболее эффективной, так как использует преимущества первых двух.

Выделяя способы управления гидроприводом, для математического моделирования, следует сформулировать единый подход к исследованию гидромеханических устройств на основе их обобщенной динамической гидромеханической системы, отражающей характерные признаки известных технических решений по исполнению, способам управления, законам движения рабочих органов машин [2].

Принципиальная гидрокинематическая схема обобщенной структуры ПГМП, представлена на рис.2, она определяет состав устройств, гидромеханические связи, основные параметры, характеризующие подсистемы.

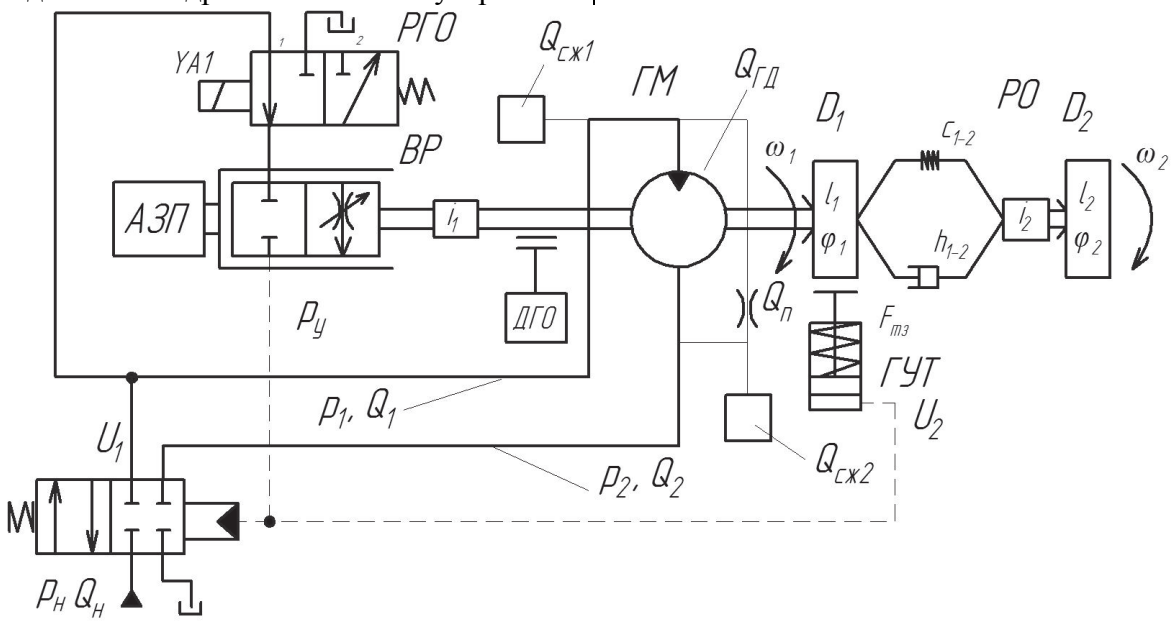


Рисунок 2. Принципиальная гидрокинематическая схема ПГМП (Пат. 2458261 от 10.08.12 «Гидравлический позиционный привод» авт.Полешкин М.С., Сидоренко В.С., Грищенко В.И.)

Механическая подсистема представляет многомассовую упругую динамическую систему, состоящую из гидродвигателя ГД, передаточно-преобразующего механизма, рабочего органа РО. Возможности управления положением рабочего органа РО расширяются установкой гидроуправляемого тормоза ГУТ на выходном звене гидродвигателя.

Гидравлическая подсистема представляет энергосиловой агрегат насос-гидродвигатель с объемно-дроссельным регулированием скорости, открытой или закрытой циркуляцией, реализуемой распределителем Р1.

Рабочие процессы ПГМП организует управляющая подсистема с помощью оригинального контура гидравлического управления, формирующего через распределитель грубого отсчета РГО и вращающийся распределитель ВР [1] мощный сигнал $P_у$ (за 0,001…0,003 с) на один из элементов структуры или оба сразу: гидроуправляемый тормоз ГУТ и гидроуправляемый клапан Р в зависимости от принятого способа управления.

Очередное угловое перемещение РО задается автономным задатчиком перемещения АЗП в соответствии с заданным алгоритмом. Управляющая подсистема имеет структуру цифрового клапана позиционирования, удобного для построения мехатронного управления.

Для ПГМП существенным является и влияние процессов в гидравлических управляющих связях. Гидравлические линии связи в силу пространственной компоновки механизма позиционирования могут оказаться значительным и по длине (>1 м). В этих условиях при формировании управляющих сигналов на переключение управления существенное влияние оказывает нестационарность гидромеханических процессов [3], что проявляется в виде запаздывания, колебательности и снижает эффективность управления. Особенностью гидравлических связей подсистемы управления, являются незначительные расходы его управляющих потоков, что позволяет минимизировать объемы жидкости в контуре и повысить быстродействие управляющего устройства.

Ориентированный выбор оптимальных схемотехнических решений таких систем возможен на основе построения и анализа моделей их оптимального управления. В общем случае задача сводится к задаче оптимального быстродействия:

$$\frac{dX}{dt} = F(X,U,t),\ X(0) = A,\ X(T) = 0,\quad T - \min, \qquad (1)$$

Решение вышеназванной задачи позволит найти оптимальное управление U* и моменты его переключения $t_{пi}$. Эти процедуры для конкретных систем хорошо известны и легко реализуемы [2]. Однако, в реальных условиях критерий $T \rightarrow \min$ не является единственным и не всегда превалируемым. Важны точность позиционирования в конечной точке X(T) – $\Delta z \leq |\Delta z_{max}|$, затраты энергии N, стоимость и т.п.

Известно также, что на практике не удается реализовать точно теоретические значения оптимальных управляющих воздействий. Сказывается нестабильность скоростных и нагрузочных характеристик, случайные воздействия [3]. Такая ситуация возникает при проектировании и реализации целевых механизмов технологического оборудования и машин.

В результате задача оптимального управления превращается в дислокационную задачу, когда по заданной области критериев R(T) необходимо найти область допустимых отклонений управляющих параметров U*, обеспечивающих попадание не в точку x (T), а в некоторую подобласть с заданной точностью Δx. Кроме вышеперечисленного, задача осложняется наличием ограничений на фазовые и управляющие переменные, требующих в различных ситуациях изменении стратегии управления [2].

3. Математическая модель гидропривода

Обобщение единой математической модели функционирования ПГМП, представим в структурированном виде [5] для построения модели управляемой динамической системы гидропривода:

$$G(Z, P, F, \Gamma, B, x_y, P_y, t) = 0\ , \qquad (2)$$

где G - общий дифференциальный оператор;

$Z = (z_1, z_2, ..., z_n)$ - вектор фазовых состояний перемещаемых масс,

n - число масс;

$P = (P_1, P_2)$ – вектор давлений в напорной и сливной гидролиниях

$F = (F_{PO}, F_{T3})$ – вектор обобщенных сил сопротивления движению;

x_y ,P_y – управляющие параметр и давление;

$\Gamma = (\alpha, \beta, \gamma, \zeta)$ – вектор булевых параметров, определяющих многообразие структурных вариантов гидропривода;

B – набор конструктивных параметров гидромеханической системы.

Обобщенная математическая модель функционирования ПГМП [5], после преобразований представляет совокупность подмоделей: механической, силовой и управляющей подсистем.

1) Подмодель механической подсистемы:

$$\frac{dZ}{dt} = AZ - B + f \equiv F\ ,\ Z = (z_1, v_1, z_2, v_2) \quad (3)$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\tilde{a}_2 & -a_1 & \tilde{c}_1 & b_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \tilde{c}_2 & b_4 & -\tilde{a}_4 & -a_3 \end{pmatrix},\ B = \begin{pmatrix} 0 \\ \tilde{b}_1 \\ 0 \\ \tilde{b}_3 \end{pmatrix},\ f = \begin{pmatrix} 0 \\ U_1 \\ 0 \\ U_2 \end{pmatrix},$$

где управляющие воздействия связаны с давлениями в гидродвигателе:

$$U_1 = \frac{1}{D_1}\left[K_{ГД}(p_1 - p_2) - \beta_1(1-\beta_2)F_{ТЗ} - (1-\beta_3)F_{УУ}\right] \quad (4)$$

$$U_2 = \frac{1}{D_2}\left[\beta_1\beta_2 F_{ТЗ} + \beta_3 F_{Д}\right] \quad (5)$$

(булевы параметры β_1, β_2 и β_3 определяют факт и место установки ГУТ и Д),

начальные условия: $t = 0 \sim z_1 = z_0^1$, $z_2 = z_0^2$, $v_1 = 0$, $v_2 = 0$.

конечные условия: $t = T \sim z_1 = 0$, $z_2 = 0$, $v_1 = 0$, $v_2 = 0$.

2) Подмодель гидравлического силового контура:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = -a_5 v_1 - a_6 p_1 - a_7(p_1 - p_2) + \gamma_1 a_8 (x_{y0} - x_y)\sqrt{p_н - p_1} + \gamma_2 \tilde{Q}_н - \gamma_3 \tilde{Q}_{к1} - \gamma_4 \tilde{Q}_{ВР}, \\ \frac{dp_2}{dt} = -a_9 v_1 - a_{10} p_2 - a_{11}(p_1 - p_2) + \gamma_6 a_{12}(x_{y0} - x_y)\sqrt{p_2 - p_{СЛ}} - \gamma_5 \tilde{Q}_{к2}, \end{cases} \quad (6)$$

начальные и конечные условия:

$t = 0 \sim p_1 = 0$, $p_2 = 0$, $t = T \sim p_1 = 0$, $\frac{dp_1}{dt} = 0$;

3) Подмодель управляющей подсистемы:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2, \\ \frac{dx_2}{dt} = -b_5 x_2 - b_6 x_1 + u, \end{cases} \quad ; \quad (7)$$

где $u = k_y p_y - b_7 - b_8 \mathrm{sign}(x_2)$, для гидравлического датчика ВР – вращающегося распределителя.

Начальные и конечные условия:

при $t = 0 \sim x_y = x_{y0}$, $\dot{x}_y = 0$; при $t = T \sim x_y = 0$, $\dot{x}_y = 0$.

Видно, что в этой подмодели управлением является давление p_y, от которого зависят перемещение управляющего золотника, давления в гидродвигателе и, соответственно, управляющие воздействия механической подсистемы.

Сложность решения полной математической модели обуславливает ее исследование на последовательности упрощённых моделей. Они описывают поведение динамической системы при различной глубине упрощений:

1. Наиболее упрощенная модель получается при ограничении только механической подсистемы и приведении ее к линейной одномассовой динамической системе. Применение принципа максимума к возникшей задаче оптимального быстродействия 2-го порядка с одним управлением U_p приводит к релейному правилу $U_p = \overline{U}_1$ или $U_p = \underline{U}_1$ с одним моментом переключения управления в $Z_{п1}$.

В связи с практической нереализуемостью релейного переключения, исследуется его непрерывная аппроксимация $U_{кр}$– квазирелейное управление:

$U_{kp} = \overline{U}_1 \cdot (1 - e^{-\alpha_1 t})$ – для разгона или

$U_{kp} = \overline{U}_1 + (\underline{U}_1 - \overline{U}_1) \cdot (1 - e^{-\alpha_2 t})$ – для торможения.

Некоторое обобщение связано с тем, что управление обобщенной силой гидродвигателя определяется выражением $U_1 = K_{гд} \cdot (p_1 - p_2)$.

2. Второй уровень модели учитывает двухмассовую упругую динамическую подсистему гидропривода.Получаем четырехмерную задачу оптимального быстродействия, в которой на участке торможения используется второе управление U_2, реализуемое гидроуправляемым тормозом А.

3. Введение в рассмотрение модели гидравлического силового контура, описывающего нелинейное изменение давлений p_1 и p_2, дает нелинейную систему 6-го порядка, где роль управления играет параметр

перемещения золотника управляющего устройства x_y.

4. Включение в систему модели датчика контура гидравлического управления образует полную математическую модель позиционного гидропривода, представляющую 8-ми мерную нелинейную систему дифференциальных уравнений.

4. Вычислительный эксперимент

Для решения задачи оптимального управления применяется метод, разработанный академиком Л. С. Понтрягиным – принцип максимума [2].На основе принципа максимума получено явное аналитическое решение для линейной модели (1), позволившее построить уравнения для расчета траекторий, определения момента переключения управления $t_п$ и минимального времени перемещения T_{min}. Исследование модели выполнено и методом Нейштедта [4]. Установлено хорошее совпадение результатов решения, полученных разными способами, это дает основание при исследовании более полных моделей использовать ту же «двухступенчатую» стратегию управления (сознавая, что при этом получается лишь приближение к оптимуму, субоптимальное решение).

Для полной задачи методом Рунге-Кутта решалась задача Коши для начального участка траектории с максимальным релейным или квазирелейным управлением и варьированием различных моментов переключения управления по времени $t_п$, скорости $V_п$, перемещению $Z_п$.

Предварительная оценка координаты переключения управления $Z_п$ определялась на основе явного аналитического решения упрощенных моделей, по которому в дальнейшем были построены оптимальные траектории движения для различных структур и параметров ПГМП [6]. При этом, поскольку получалось субоптимальное решение задачи оптимального быстродействия, фиксировались значения времени перемещения T, максимальной потребляемой мощности N, точности позиционирования Δz, что позволило в дальнейшем перейти к многокритериальной задаче.

Исследование поведения динамической системы ПГМП выполнено вычислительным экспериментом на основе разработанных компьютерных программ. Различными методами решена задача оптимального быстродействия (аналитическое решение, приближенный метод, методы Нейштедта и Рунге-Кутта). В дальнейшем полученные результаты проверяли натурным экспериментом на специально разработанном стенде, позволяющем моделировать различные позиционные циклы, структуры, технические реализации ПГМП и осциллографировать их рабочие процессы.

Результаты вычислительного эксперимента для структуры с управлением U_1 - гидроуправляемым клапаном $F_{ТЗ}$=0 и U_2 – гидроуправляемым тормозом $F_{ТЗ}$=32 (при управлении давлением напорной линии P_1 и сливной P_2) представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты решения задачи оптимального управления ПГМП

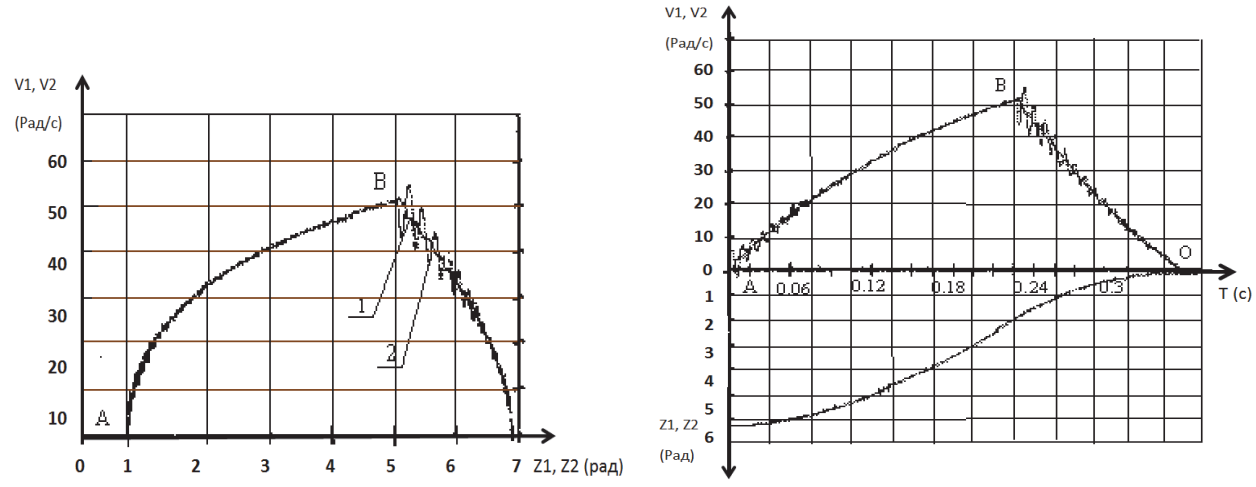
Тип управления	Усилие ГУТа (Н·м)	Время цикла			Мощность N (Вт)	Точность ΔZ (рад)	Скорость V_{max} (рад./с)	Ускорение W_{max} (рад./с^2)	Координата $Z_п$ (рад)
		разгона $t_р$ (с)	торм. $t_т$ (с)	всего T (с)					
Релейное	Fтз=0	0.07	0.174	0.244	1649	-0.014	53.9	831.3	4.240
	Fтз=32	0.104	0.057	0.162	2307	-0.097	75.4	1318	1.990
Квази-релейное	Fтз=0	0.07	0.178	0.248	1558	-0.036	50.9	804	4.370
	Fтз=32	0.104	0.057	0.166	2225	-0.069	72.7	1325	2.320

Состав контролируемых параметров определялся критериями оптимизации (T, N, ΔZ), характеристиками моментов переключения управления $t_п$, $z_п$, принятыми ограничениями по скорости V_{max}, ускорениям W_{max}.

Сравнение теоретических и экспериментальных значений параметров позволяет заключить, что наиболее близкое совпадение результатов дает полная двухмассовая нелинейная детерминированная модель. Так, для исследуемой структуры расчетное время торможения t_T = 0.166 с, эксперимент t_T – 0.17, общее время T = 0.454 с, эксперимента T = 0.480 с (отклонение 6%). Совпадение результатов удовлетворительно и в случае применения гидравлического тормоза $F_{тз}$ = 32 Н·м. Упрощенные модели с релейным и квазирелейным управлением показывают более высокое быстродействие ПГМП. Это объясняется принятыми для них допущениями: релейное изменение управления, исключение упругого момента в цепи механической подсистемы одномассовой модели и др. В реальных процессах имеет место запаздывание и нелинейный закон изменения управления U_1, U_2, U_y. Кроме того, сказывается влияние упругих моментов от крутильных деформаций в кинематической цепи механической подсистемы.

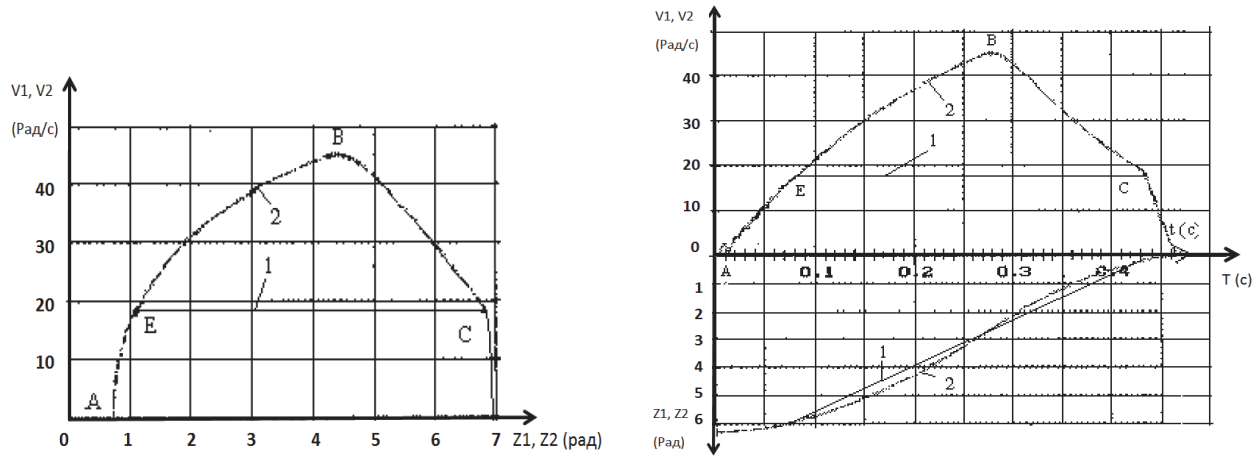
Решения получены для структуры гидропривода без ограничений на его мощность и максимальную скорость позиционирования V_{max}, обеспечивающую заданную точность позиционирования. Однако, в реальных гидросистемах АТО такие ограничения имеют место, что осложняет поиск оптимальных траекторий движения. Так при ограничении мощности источника питания, когда $v<v_{Nmax}$, субоптимальная траектория движения имеет вид трапеции. Типовые оптимальные и субоптимальные траектории движения, полученные, решением задачи оптимального быстродействия для исследуемой структуры представлены на рис.3 и рис.4 соответственно.

Результаты вычислительного эксперимента хорошо согласуются с данными натурных экспериментов (расхождение 6-11%), что подтверждает адекватность предлагаемой обобщённой модели описываемым ею процессам.



а) б)

Рисунок 3. Траектории оптимального движения двухмассовой модели ПГМП:
а) управлением U_1+U_2; б) управлением U_1 (1 – ведущая масса для D_1 – гидродвигателя;
2 – ведомая масса для D_2 – рабочего органа)



а) б)

Рисунок 4. Траектории субоптимального движения двухмассовой модели ПГМП: а) управлением U_1+U_2; б) управлением U_1 (1 – ведущая масса для D_1 – гидродвигателя; 2 – ведомая масса для D_2 – рабочего органа)

Анализ оптимальных траекторий движения а) и б) на рис.3, полученных для двухмассовой модели механической подсистемы, с их осциллографированием на стендовом оборудовании свидетельствуют о колебаниях перемещаемых масс D_1 и D_2 в процессе разгона (траектория АВ), при переключении управления U_1 в точке В и торможении (траектория ВО). После останова в окрестности точки О (рис.3 а,б) возникают колебания рабочего органа в течении времени t_y, что приводит к увеличению времени и к снижению точности позиционирования за счёт отхода рабочего органа от точки останова О.

5 Выводы

Исследование обобщённой математической модели на последовательности упрощенных моделей, решением задачи оптимального быстродействия различными методами позволило подтвердить ее адекватность и обоснованность применения упрощенных моделей для исследования рабочих процессов механизмов позиционирования.

Разработанная математическая модель позволяет в дальнейшем выполнить многокритериальную структурно-параметрическую оптимизацию позиционного гидропривода. Учитывая, что многие исследования ПГМП выполнены на базе одномассовой модели, предлагаемая полная модель использовалась для анализа известных и синтеза новых технических решений механизмов позиционирования.

Модульным программированием построены траекторий, обеспечивающие замедление движения выходного звена гидропривода перед остановом, адаптацию траектории движения управлением моментом переключения управлений, получены субоптимальные траектории движения реальных механизмов, близкие к расчетным оптимальным.

Результаты исследования системы ПГМП, позволяют дать оценку динамическим характеристикам: предельным ускорениям и скоростям, быстродействию, точности при реализации оптимальных траекторий движения механизмов и машин.

Список использованных источников

1. Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих гидромеханических устройств. Стин -2003 -№8 – с.16-20.
2. Болтянский В.Г. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С.Понтрягин, В.Г.Болтянский, Р.В. Гамреклидзе, Е.Ф. Мищенко. – Изд.3е.-М.: Наука. Гл.ред.физ.-мат.лит., 1976.-392 с.

3. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»- М.: Машиностроение, 1991.-384 с.
4. Табак Д., Куо Б. Оптимальное управление и математическое программирование/ Пер. с англ. – М.: Наука, 1975. – 280 с.
5. Полешкин М.С. Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности / М.С. Полешкин, В.С. Сидоренко // Инженерный Вестник Дона. – 2012, – №3. – URL: http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n3y2012/947 . – № Гос.рег. 0421100096. – С.283-293.
6. Сидоренко В.С. Структурно-параметрическое управление гидромеханическими позиционерами механизмов машин / Сидоренко В.С., Полешкин М.С. // Гидропневомсистемы мобильных и технологических машин: сб. докл. Междунар. Науч.- техн. конф.,/ БНТУ. – Минск, 2010. – С.221-227.

OPTIMAL CONTROL OF DYNAMIC SYSTEM WITH HYDRAULIC POSITION PILOTSYSTEM

Valentin S. Sidorenko,
Michail S. Poleshkin

Don State Technical University
1, Gagarin area, Rostov-on-Don,
344000, Russi
poleshkin.maks@gmail.com

In this paper, we solvethe problem of optimal control of dynamic positioning system hydraulic drive with hydraulic lines of communication. The generalized structure of the dynamical system of hydraulic drive, possible to propose methods for solving optimal control problem and evaluate the output parameters (time travel, consumed power, precision movement, etc.). Using the method of successive simplification multimass mathematical model, it is possible to reach a rational solution of the problem of multicriteria structural-parametric optimization with minimal time and expense. The experimental results, proving the adequacy peremogaemoy hydraulic drive models and suboptimal path of movement of its output link in the regulation of hydro-mechanical control devices.

Key words: *Optimal control; mathematical model; variable structure; hydraulic position drive; hydroline communication; control circuit*

References

[1] SidorenkoV.S. (2003)Sintez bystrodeistvuyuschih gidromehanicheskih ustroistv. STIN -№8 – pp.16-20.

[2] BoltyanskiyV.G. Matematicheskaya teoriya optimal'nyh processov /L.S. Pontryagin, V.G.Boltyanskiy, R.V.Gamreklidze, E.F.Mischenko.–Izd.3e.-M.: Nauka. Gl.red.fiz.-mat.lit., 1976.-392 p.

[3] NavrotskiyK.L. Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov: Uchebnik dlya studentov vuzov pospets. «Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika» - M.: Mashinostroenie, 1991.-384 p.

[4] Tabak D., Kuo B. Optimal'noe upravlenie i matematicheskoe programmirovanie/ Per. s angl. – M.: Nauka, 1975. – 280 p.

[5] Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. (2012) Matematicheskoe modelirovanie avtomatizirovannogo pozicionnogo gidroprivoda celevyh mehanizmov mashin s konturom gidravlicheskogo upravleniya povyshennoy effektivnosti. *Inzhenerniy Vestnik Dona*.[Online] 3(1). – pp.283-293Available from www.ivdon.ru.

[5] Sidorenko V.S., Poleshkin M.S.(2010) Strukturno-parametricheskoe upravlenie gidromekhanicheskimi pozitsionerami mekhanizmovmashin.*Trudy BNTU (Minsk)* «Gidropnevomsistemy mobil'nykh i tekhnologicheskikh mashin»*[Hydropnevmosystems mobile and technological machines]*. pp.221-227.

УДК 629.423.1+621(628.946.11)

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПРОЖЕКТОРА В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ ANSYS

С. Р. Абульханов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия
443086
mom@sgau.ru

В статье изложены результаты определения собственных частот конструкции прожектора электровоза серии ВЛ с помощью программной системы конечно-элементного анализа ANSYS. В качестве источника света лобового фонаря использовались лампа и светодиоды. Полученные величины собственных частот были сопоставлены с частотами периодических вибраций, которые испытывает железнодорожный подвижной состав. Проведённый анализ позволил выявить направления развития конструкции прожектора, обеспечивающие повышение виброустойчивости прожектора с различными источниками света.

Ключевые слова: *электровоз, прожектор, собственные частоты конструкции, безаварийный срок эксплуатации, вибрации, источник света, светодиоды.*

Основным источником вибраций при движении железнодорожного локомотива являются непосредственно транспортное средство, колёса, рельсы и рельсовый путь, согласно данным Решения от 15.07.2011 г. № 710 о принятии технических регламентов таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава», «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» и «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта». При этом диапазон частот вибраций приводящих к повреждениям конструкций (зданий) составляет от 1 до 500 Гц. Наибольшие повреждения конструкций имеют место при низкочастотных вибрациях (частоты от 1 до 150 Гц).

Вибрации всего железнодорожного состава участвуют в формировании спектра колебаний вибраций локомотива. Диапазон спектра колебаний локомотива в этом случае может изменяться только в результате дисперсии вибраций от различных источников, сформированных вагонами состава. В данной работе будем предполагать, что дисперсия колебаний вибраций незначительна.

Лобовой фонарь электровоза серии ВЛ должен удовлетворять ряду требований, регламентируемых нормативными документами. Фонарь должен быть установлен по продольной оси симметрии локомотива. Осевой луч фонаря должен быть направлен параллельно горизонтальной плоскости пути. Номинальная осевая сила света фонаря должна быть $(6{,}4–9{,}6)\cdot10^5$ кд. Схема включения фонаря должна предусматривать возможность включения яркого света, обеспечивающего номинальную осевую силу света, и тусклого света, обеспечивающего силу света в пределах $(0{,}7–1{,}2)\cdot10^5$ кд в соответствии с ГОСТ 12.2.056–81.

Необходимая ориентация светового пятна на экране обеспечивается конструкцией лобового прожектора [1-3]. Опыт эксплуатации лобового прожектора (фонаря) показал, что наиболее часто перегорает лампа ПЖ (ТУ 16-87 ИМФР 675000.003 ТУ) на 500 Вт и 50 В, а также лопается стеклянный отражатель диаметром 370 мм, установленный за лампой ПЖ. Указанные поломки могли быть вызваны вибрацией.

Указанные требования могут быть стабильно обеспечены только при высокой виброустойчивости конструкции прожектора.

Для определения собственных частот лобового фонаря в программной среде ANSYS использовалась 3D модель, полученная в работе [2]. При этом в твердотельной модели не учитывались резьбовые соединения (винты и болты были удалены из модели) по причине отсутствия необходимых вычислительных мощностей. Параметры конечно-элементной сетки на поверхности твердотельной модели были выбраны автоматически программой (рисунок 1).

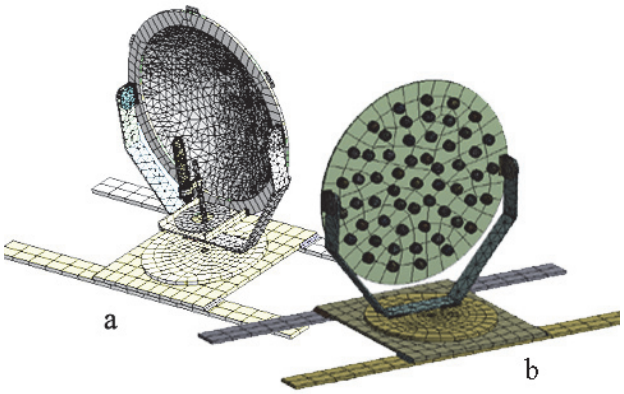


Рисунок 1. Конечно-элементная сетка на поверхности твердотельной модели лобового прожектора:
a – источник света–лампа накаливания;
b – источник света – светодиоды

В качестве источников света в прожекторе использовались лампа накаливания и светодиоды с вторичной оптикой [4-7] (рисунок 2).



Рисунок 2. Два источника света лобового прожектора железнодорожного локомотива:
а – лампа накаливания ПЖ (ТУ 16-87 ИМФР 675000.003 ТУ); б – светодиод с вторичной оптикой

Требования к моделированию определялись правилами проведения вычислительных экспериментов в оптике [8-10]. Проведенное моделирование показало, что в диапазоне частот периодических вибраций от 1 до 500 Гц, имеют место наибольшие деформации стеклянного отражателя для собственных частот 22,3 46,5 и 62,5 Гц. Частота колебаний f = 46,5 Гц может соответствовать вибрациям, обусловленным протяженностью рельсов (25 м), расстоянием между колёсными парами тележки и расстоянием между опорными элементами пути (шпалами). На частоте f = 96 Гц имеет место деформирование стеклянной колба лампа ПЖ. при этом отсутствуют деформации стеклянного отражателя лобового фонаря.

Для частот больших максимальной частоты периодических вибраций (f = 110,9 Гц [7]) максимальные деформации имеют место на окончании стеклянного баллона лампы ПЖ. Стеклянный отражатель в этом случае деформируется незначительно (рисунок 3).

Поскольку эксплуатационный опыт свидетельствует о том, что колба лампы разрушается достаточно часто, то можно предположить, что вибрации с частотой $f \geq 100$ Гц имеют место на реальной конструкции лобового фонаря. Это возможно при дисперсии периодических колебаний вибраций, при наличии шумов и переизлученных шумов, а также при увеличении скорости локомотива. Анализ собственных частот конструкции лобового прожектора со светодиодными источниками света показал, что максимальным деформациям подвержены диск, несущий светодиоды, и его кронштейны. При этом диск деформируется на всех частотах, присущих спектру вибраций железнодорожного локомотива, а его кронштейны существенно деформируются на максимальных частотах спектра вибраций. Следует отметить, что вырос вес прожектора приблизительно на 0,9 кг, при этом диск несущий светодиоды был выполнен из алюминиевого сплава Д16Т1. Светотехнические характеристики прожектора при выбранном количестве светодиодов соответствовали регламенту нормативных документов РЖД. Характер деформаций на собственных частотах прожектора со светодиодными источниками света приведен на рисунке 4.

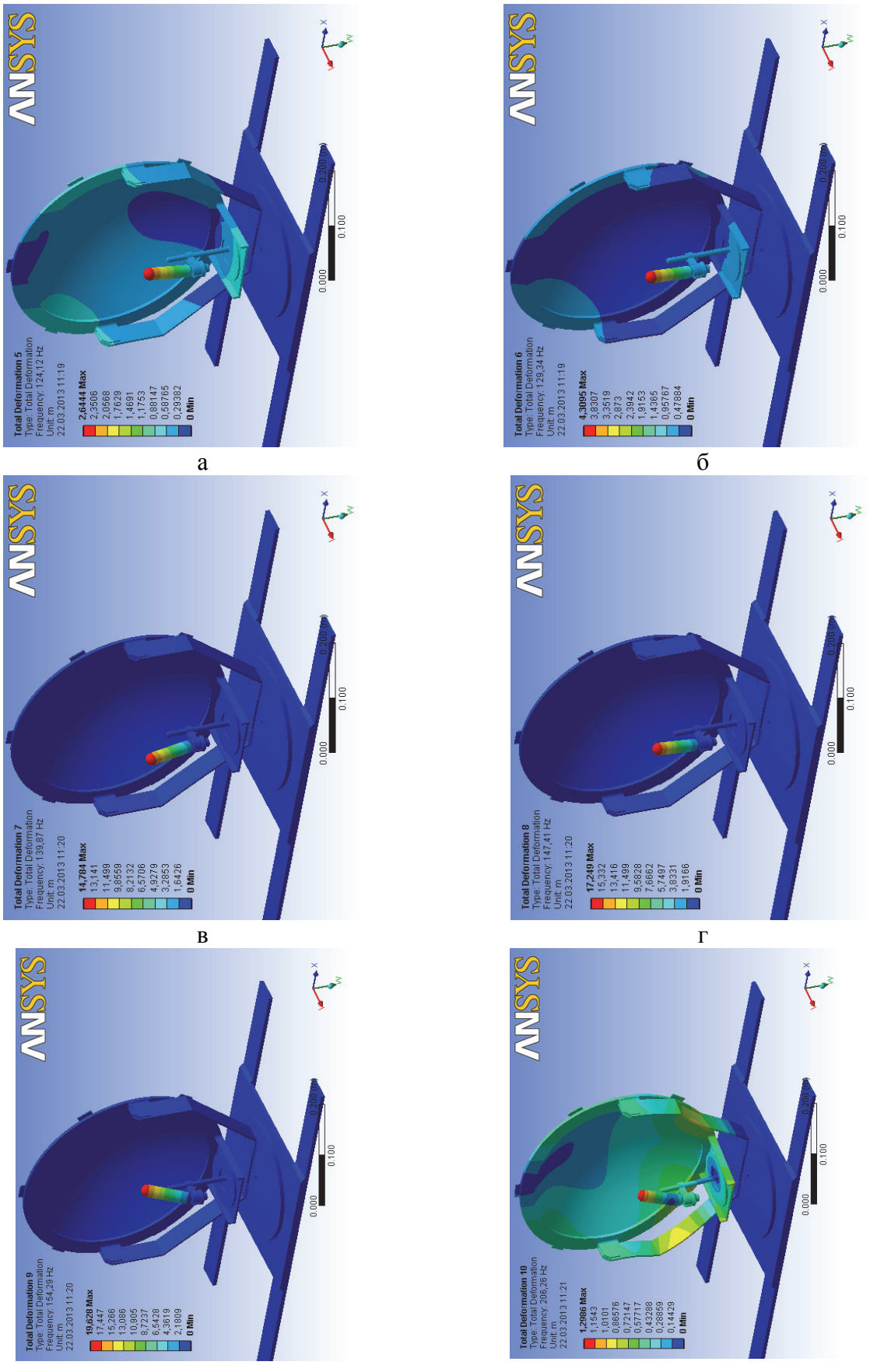


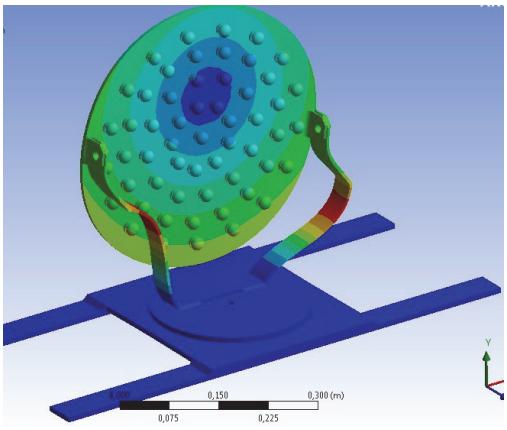
Рисунок 3. Колебания конструкции лобового фонаря с лампой накаливания на собственных частотах:
а – f = 22,368 Гц; б – f = 46,49 Гц; в – f = 62,595 Гц; г – f = 95,998 Гц; д – f = 154.29 Гц; е – f = 206,26 Гц.

Из рисунка 4 видно, что резервом повышения виброустойчивости прожектора со светодиодными источниками света может быть оптимизация количества используемых светодиодов, а также с помощью минимизации веса конструкции, которая может быть осуществлена за счёт выполнения в диске, несущем светодиоды, облегчающих отверстий. Для повышения жесткости кронштейнов, несущих диск со светодиодами, а также радиальную и окружную жесткости самого диска необходимо использовать в конструкции, косынки, откосы и обечайки. Параметры предлагаемых конструкторских мероприятий могут быть определены и оптимизированы по выбранному критерию в программной среде ANSYS.

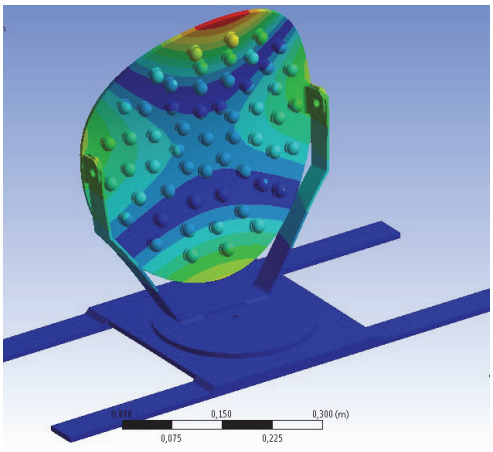
Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. Разрушение стеклянного отражателя лампы накаливания происходит в диапазоне частот колебаний вибраций [22,368 – 62,595] Гц.
2. Колебания вибраций в диапазоне [22,368 – 62,595] Гц могут быть обусловлены протяженностью рельсов (25 м), расстоянием между колёсными парами тележки и расстоянием между опорными элементами пути (шпалами).
3. Разрушение стеклянной колбы лампы ПЖ происходит на частотах больших 95,998 Гц.
4. Увеличение ресурса лампы ПЖ может быть достигнут за счёт изменения конструкции лобового фонаря, а именно за счёт использования высокочастотных демпферов.
5. Существенное увеличение ресурса лобового фонаря может быть достигнуто также за счёт замены лампы накаливания набором мощных светодиодов с использованием для проектирования такого осветительного устройства новых методов и соответствующего программного обеспечения [11-14].
6. Использование светодиодных источников света в конструкции лобового прожектора приводит к необходимости минимизации веса конструкции.
7. Модернизация конструкции лобового прожектора должна включать в себя:

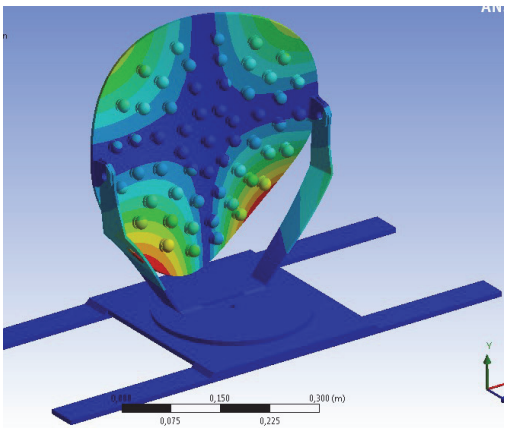
- увеличение жесткости кронштейнов, несущих диск со светодиодами;
- увеличение радиальной жесткости диска, несущего светодиоды;
- оптимизацию количества светодиодов, установленных на диск.



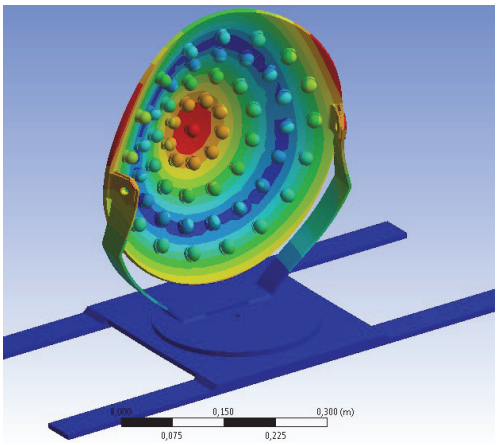
а



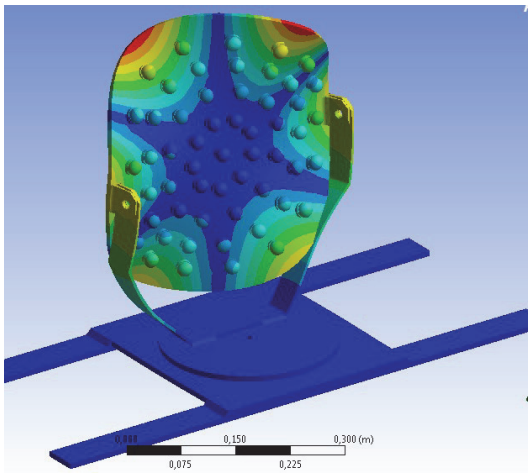
б



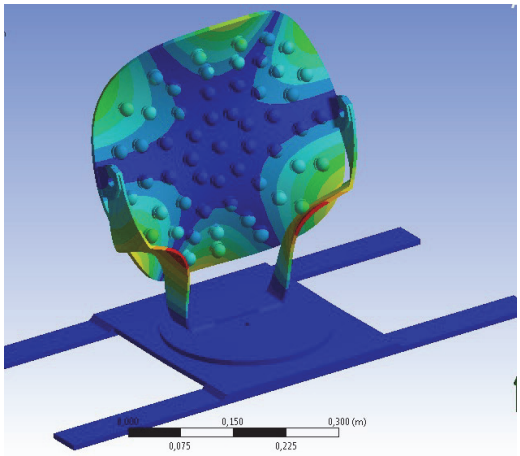
в



г



д



е

Рисунок 4. Колебания конструкции лобового фонаря с лампой накаливания на собственных частотах:
а – f = 146 Гц; б – f = 202 Гц; в – f = 231 Гц; г – f = 292 Гц; д – f = 393 Гц; е – f = 439 Гц.

Список использованных источников

[1] A method of designing diffractive optical elements focusing into plane areas / Doskolovich L. L., Kazansky N. L., Kharitonov S. I., Soifer V. A. // Journal of Modern Optics. – 1996. – Vol.43, № 7. – P. 1423 – 1433.

[2] Абульханов С. Р. Построение аутентичной 3-D модели лобового фонаря электровоза серии ВЛ // Вестник СамГУПС. – 2012. – № 3(17). – С. 81 – 86.

[3] Формирование эталонных волновых фронтов элементами компьютерной оптики / Голуб М. А., Казанский Н. Л., Сисакян И. Н., Сойфер В. А. // Компьютерная оптика. – 1990. – № 7. – С. 3-26.

[4] Волков А. В., Казанский Н. Л., Успленьев Г. В. Экспериментальное исследование светотехнических устройств с ДОЭ // Компьютерная оптика. – 1999, № 19. – С. 137-142.

[5] Казанский Н. Л., Сойфер В. А., Харитонов С. И. Математическое моделирование светотехнических устройств с ДОЭ // Компьютерная оптика. – 1995. – №№ 14-15. – Ч. 2. – С. 107-116.

[6] Досколович Л. Л., Казанский Н. Л., Харитонов С. И. Проектирование светотехнических устройств с ДОЭ // Компьютерная оптика. – 1998. – № 18. – С. 91-96.

[7] Moiseev M. A., Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L. Design of high-efficient freeform LED lens for illumination of elongated rectangular regions // Optics Express. – 2011. – Vol. 19, № S3. – P. A225-A233.

[8] Вычислительный эксперимент с элементами плоской оптики / Голуб М. А., Казанский Н. Л., Сисакян И. Н., Сойфер В. А. // Автометрия. – 1988. – № 1. – С. 70-82.

[9] Казанский Н. Л. Исследовательский комплекс для решения задач компьютерной оптики // Компьютерная оптика. – 2006. – № 29. – С. 58-77.

[10] Казанский Н. Л. Исследовательско-технологический центр дифракционной оптики // Известия Самарского научного центра РАН. – 2011. – Том 13, № 4. – С. 54-62.

[11] Абульханов С. Р., Лопатин Е. В. Виброустойчивость конструкции лобового фонаря электровоза серии ВЛ / С. Р. Абульханов, Е. В. Лопатин // Вестник Транспорта Поволжья, № 6 (42), ноябрь – декабрь, 2013. – С. 30-36.

[12] A DOE to form a line-shaped directivity diagram / Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Soifer V. A., Kharitonov S. I., Perlo P. // Journal of Modern Optics. – 2004. – Vol. 51, № 13. – P. 1999-2005.

[13] Designing reflectors to generate a line-shaped directivity diagram / Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Kharitonov S. I., Perlo P., Bernard S. // Journal of Modern Optics. – 2005. – Vol. 52, № 11. – P. 1529-1536.

[14] Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Bernard S. Designing a mirror to form a line-shaped directivity diagram // Journal of Modern Optics. – 2007. – Vol. 54, № 4. – P. 589 - 597.

FEATURES OF CONSTRUCTING OF RAILWAY SEARCHLIGHT ARE IN SOFTWARE ENVIRONMENT OF ANSYS

S.R. Abulkhanov

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye Shosse, Samara,
443086, Russia
mom@sgau.ru

In article results of determination of own frequencies of a design of a searchlight of an electric locomotive of the VL series by means of program system of the final and element analysis of ANSYS are stated. As a light source of a front lamp the incandescent lamp and light-emitting diodes were used. The received sizes of own frequencies were compared with frequencies of periodic vibrations which are tested by the rolling stock. The carried-out analysis allowed to reveal the directions of development of a design of the searchlight, vibrostability of a searchlight providing increase with various light sources.

Key words: *electric locomotive searchlight, own frequencies of a design, accident-free term of operation, periodic vibrations, light source, light-emitting diodes.*

References

[1] A method of designing diffractive optical ele-ments focusing into plane areas / Doskolovich L. L., Kazansky N. L., Kharitonov S. I., Soifer V. A. // Journal of Modern Optics. – 1996. – Vol.43, # 7. – P. 1423 – 1433.

[2] Abul'hanov S. R. Postroenie autentichnoj 3-D modeli lobovogo fonarja jelektrovoza serii VL // Vestnik SamGUPS. – 2012. – # 3(17). – S. 81 – 86.

[3] Formirovanie jetalonnyh volnovyh frontov jelementami komp'juternoj optiki / Golub M. A., Kazanskij N. L., Sisakjan I. N., Sojfer V. A. // Komp'juternaja optika. – 1990. – # 7. – S. 3-26.
[4] Volkov A. V., Kazanskij N. L., Usplen'ev G. V. Jeksperimental'noe issledovanie svetotehnicheskih ustrojstv s DOJe // Komp'juternaja optika. – 1999, # 19. – S. 137-142.
[5] Kazanskij N. L., Sojfer V. A., Haritonov S. I. Matematicheskoe modelirovanie svetotehnicheskih ustrojstv s DOJe // Komp'juternaja optika. – 1995. – ## 14-15. – Ch. 2. – S. 107-116.
[6] Doskolovich L. L., Kazanskij N. L., Haritonov S. I. Proektirovanie svetotehnicheskih ustrojstv s DOJe // Komp'juternaja optika. – 1998. – # 18. – S. 91-96.
[7] Moiseev M. A., Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L. Design of high-efficient freeform LED lens for illumination of elongated rectangular regions // Optics Express. – 2011. – Vol. 19, # S3. – P. A225-A233.
[8] Vychislitel'nyj jeksperiment s jelementami ploskoj optiki / Golub M. A., Kazanskij N. L., Sisa-kjan I. N., Sojfer V. A. // Avtometrija. – 1988. – # 1. – S. 70-82.
[9] Kazanskij N. L. Issledovatel'skij kompleks dlja reshenija zadach komp'juternoj optiki // Komp'juternaja optika. – 2006. – # 29. – S. 58-77.
[10] Kazanskij N. L. Issledovatel'sko-tehnologicheskij centr difrakcionnoj optiki // Iz-vestija Samarskogo nauchnogo centra RAN. – 2011. – Tom 13, # 4. – S. 54-62.
[11] Abul'hanov S. R., Lopatin E. V. Vibroustoj-chivost' konstrukcii lobovogo fonarja jelektrovoza serii VL / S. R. Abul'hanov, E. V. Lopatin // Vestnik Transporta Povolzh'ja, # 6 (42), nojabr' – dekabr', 2013. – S. 30-36.
[12] A DOE to form a line-shaped directivity diagram / Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Soifer V. A., Kharitonov S. I., Perlo P. // Journal of Modern Optics. – 2004. – Vol. 51, # 13. – P. 1999-2005.
[13] Designing reflectors to generate a line-shaped directivity diagram / Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Kharitonov S. I., Perlo P., Bernard S. // Journal of Mod-ern Optics. – 2005. – Vol. 52, # 11. – P. 1529-1536.
[14] Doskolovich L. L., Kazanskiy N. L., Bernard S. Designing a mirror to form a line-shaped directivity diagram // Journal of Modern Optics. – 2007. – Vol. 54, # 4. – P. 589 - 597.

УДК 621.01

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ МАНИПУЛЯТОРА С ШЕСТЬЮ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

М.Д. Рыбальченко
В. Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
rmd92@mail.ru
iwnik@yandex.ru

Точность позиционирования промышленного манипулятора зависит от ряда конструктивных и физических параметров, наиболее важным из которых является точность поворота двигателей привода. Проведенное исследование позволило установить зависимости качества позиционирования выходного звена манипулятора от точности поворота двигателей. В качестве экспериментальной установки использовался манипулятор DENSO, с системой управления построенной на базе платформы Labview. В работе приводится сопоставление опытных и теоретических данных, на основании которых проводилась настройка и отработка программы системы управления. В итоге была получена матрица манипулятора и алгоритм, позволяющий с высокой точностью определить положение выходного звена манипулятора, в зависимости от угла и скорости поворота каждой из его осей. Проведенные исследования показывают возможность, повышения точности позиционирования за счёт применения специальных алгоритмов управления, что в свою очередь позволит решить ряд актуальных проблем, в частности устранения «дребезга» электродов роботизированных сварочных клещей.

***Ключевые слова**: манипулятор, позиционирование, алгоритм управления, углы поворота двигателя, точность.*

1 Введение

В настоящее время автоматизация предприятия с использованием роботизированных комплексов и манипуляторов, является неотъемлемой частью современного производства. При этом требования к точности позиционирования роботов постоянно растут. Для повышения точности проводятся различные мероприятия, в том числе рассматривается возможность применения датчиков положения.

Мы поставили целью разработать математическую модель манипулятора, позволяющую с высокой точностью определять положение выходного звена манипулятора в любой момент времени.

2 Теоретические исследования

Основной сложностью определения положения выходного звена манипулятора с высокой точностью является конструктивные отклонения от идеальной модели, а также существующие в системе силы инерции. Чем больше степеней свободы имеет робот, тем сложнее отследить и компенсировать отклонения координат выходного звена.

3 Методы исследования

В процессе исследования использовались такие программные пакеты как Mathcad, Microsoft Office Excel, LabView.

На основании основных уравнений кинематики исполнительного устройства робота [1] нами составлена матрица манипулятора и рассчитана для пяти контрольных точек. Матрица манипулятора записывается в виде:

$$B_N = \prod_{j=1}^{N} A_{j-1,j} = \begin{bmatrix} \cos(x_N \hat{} x_0) & \cos(y_N \hat{} x_0) & \cos(z_N \hat{} x_0) & b_1 \\ \cos(x_N \hat{} y_0) & \cos(y_N \hat{} y_0) & \cos(z_N \hat{} y_0) & b_2 \\ \cos(x_N \hat{} z_0) & \cos(y_N \hat{} z_0) & \cos(z_N \hat{} z_0) & b_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Была написана программа для проведения испытаний и измерения характерных параметров. В эксперименте снимались показания углов поворота двигателей манипулятора, а также координаты выходного звена манипулятора (таблица 1, таблица 2).

Таблица 1. Данные о положении рабочего органа

№	X, мм	Y, мм	Z, мм	Поворот вокруг X, рад	Поворот вокруг Y, рад	Поворот вокруг Z, рад
1	369.03	-49.19	732.17	115.29	-3.83	80.49
2	255,93	-85.49	867.51	80.49	39.45	62.63
3	415.31	25.69	595.60	151.23	-23.68	68.08
4	394.37	97.62	477.95	-154.36	-7.36	16.98
5	277.40	243.50	311.65	-153.51	51.48	-20.40

Таблица 2. Данные о повороте серводвигателей

№	ω_1, рад	ω_2, рад	ω_3, рад	ω_4, рад	ω_5, рад	ω_6, рад
1	-7.56	-28.62	115.65	-0.23	28.20	94.50
2	-17.29	-38.22	106.14	-15.23	15.24	64.36
3	2.16	-19.20	124.47	11.39	39.29	113.70
4	8.88	-9.98	132.97	31.65	57.89	152.87
5	30.97	8.91	148.48	70.27	61.29	186.27

В качестве объекта в эксперименте использовался шестиосевой манипулятор DENSO [2] (рисунок 1).

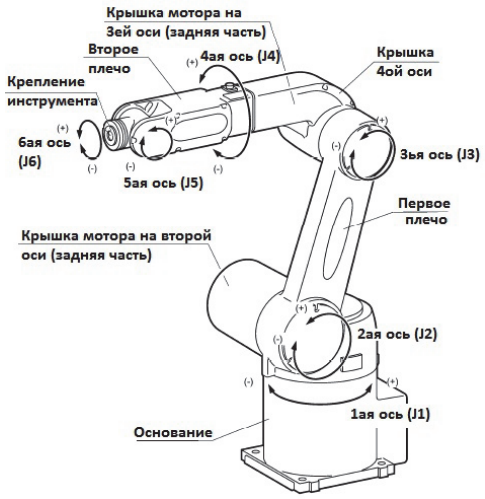


Рисунок 1 . Шестиосевой манипулятор DENSO

В итоге расчетные и экспериментальные данные были сопоставлены (рисунок 2), подобраны коэффициенты матрицы.

Судя по графикам видно, что характер движения отражается теоретическими данными с достаточно высокой точностью.

При обработке полученных данных было зафиксировано, что минимальное отклонение наблюдается в пятой точке и составляет 0.09 мм по оси Y.

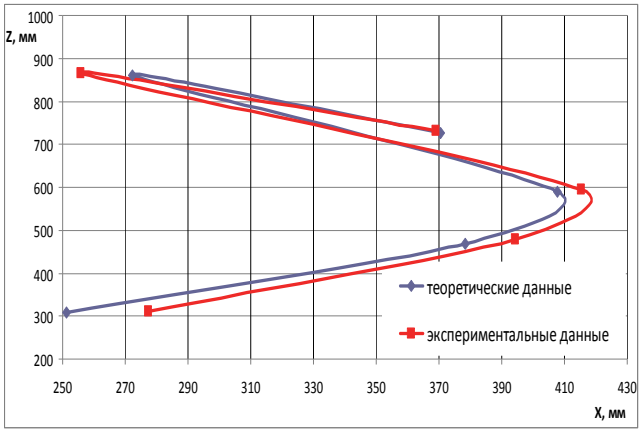


Рисунок 2 . Теоретические и экспериментальные данные для заданной траектории

4 Заключение

В результате исследования была получена математическая модель манипулятора, с помощью которой можно определить положение выходного звена манипулятора в любой момент времени, которая была подтверждена экспериментально.

Список использованных источников

[1] Егоров, О.Д., (2009) Механика электромеханических роботов. Москва, ГОУ ВПО МГТУ «Станкин», 339с.

[2] DENSO robot. Available at: http://densorobotics.com/world/ (accessed 15 February 2013)

ENHANCEMENT OF THE SIX-DEGREE-OF-FREEDOM ROBOT MANIPULATOR ACCURACY

Maxim D. Rybalchenko
Vladimir N. Ilyukhin

Samara State Aerospace University (SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russia
Rmd92@mail.ru
iwnik@yandex.ru

The robot manipulator accuracy depends on some structural and physical parameters. One of the most significant of it is the engine-swivel angle accuracy. Results of conducted research allowed to have studied the effect of the engine-swivel angle accuracy on the positioning quality and indicated the dependences describing it. The robot manipulator DENSO was used as an experimental plant with control system based on Labview platform. As a part of research the series of experiments were conducted used to set the control system program. As a result manipulator matrix and control algorithm that allowing taking a fix of output arm in dependence of movement velocities and engine-swivel angle of manipulator axis with high accuracy were calculated. Eventually, this research shows the possibility of increasing the slide accuracy of the robot manipulators by the special settings algorithms that allows solving some issues of the day such as "electrode flutter" of robotic welding guns.

Key words: *Manipulator; positioning; control system; engine-swivel angles; accuracy*

References

[1] Egorov, O.D., (2009) Mekhanika electromekhanicheskikh robotov [Mechanic of electricmechanical robots]. *Moscow: MGTU, pp 339* (in Russian)
[2] DENSO robot. Available at: http://densorobotics.com/world/ (accessed 15 February 2013)

УДК 631.223

ПРОБЛЕМЫ ОПТИМИЗАЦИИ ДИНАМИКИ УДАЛЕНИЯ ВЛАГИ ГРАНУЛИРОВАННОГО МАТЕРИАЛА

Е.Н. Ахмедьянова

Челябинская государственная агроинженерная академия
проспект Ленина, 75
г. Челябинск, Россия, 454080
karinlen@mail.ru

В статье рассмотрены методы повышения интенсивности удаления влаги из гранулированного материала на этапе «падающей» скорости сушки. Анализ методов удаления влаги показывает наличие нескольких механизмов транспортировки и испарения жидких фракций в пористом теле. Предложен и обоснован осциллирующий режим удаления жидких фракций. Обоснована математическая модель динамики процесса. Приведены результаты расчётов.

***Ключевые слова**: нестационарная теплопроводность, пористое тело, удаление влаги, конвекция, фазовый переход.*

1 Введение

Широкое распространение процессов удаления влаги из пористых тел делает изучение данного процесса актуальным для таких отраслей промышленности как химическая, пищевая, производство топливных гранул, производство порохов. Традиционно процесс удаления жидких фракций в большинстве технологических процессов происходит при постоянстве температуры и давления сушащего агента (как правило, при ограничениях на максимальную температуру на поверхности пористого тела) или при постоянстве теплового потока к поверхности, причём мощность теплового потока обычно выбирают исходя из максимально возможного испарения с поверхности тел. Интенсификация процессов влагоудаления идёт, как правило, несколькими способами: увеличение коэффициента теплоотдачи и массопереноса с поверхности тел путём организации движения газа в слое пористых тел обеспечивающего в последних режима кипящего слоя, организацией теплового потока излучением, в тонком слое пористых тел, удалением влаги (преимущественно воды) путём воздействия микроволнового излучения. Все эти методы требуют либо очень жёсткого поддержания режимных параметров, либо использования дорогого и не всегда безопасного для обслуживающего персонала оборудования. В тоже время не исчерпаны резервы ускорения процесса удаления жидких фракций путём организации оптимальных параметров воздействия тепловым потоком.

Большинство научных исследований посвященных сушки дисперсных сред было направлено на повышения интенсивности удаления влаги, а также минимизации габаритов аппаратов. И лишь ограниченное количество работ было связано с увеличением энергетической эффективности сушки гранулированного пористого материала.

2 Теоретические исследования

При рассмотрения процесса сушки необходимо выделить два базовых ограничения, а именно интенсивность удаления влаги дисперсного материала связаной с кинетикой внутреннего влагопереноса, а также со скоростью испарения влаги с поверхности. Кроме того на эффективность процесса сушки оказывает влияние и влагоперенос слоя высушенного материала особенно для ленточных и барабанных сушильных установок. Выходом данной ситуации является оптимизация размера гранул для равенства скоростей диффузии влаги поверхности и испарения влаги с поверхности отдельного элемента.

Интенсифицировать перемещения влаги по слою сушильного агента можно либо за счет создания «кипящего» слоя, причём здесь наиболее эффективны сушильные установки ленточного типа с виброкипящим слоем. Либо осуществлением сушки в пересекающихся в газовых струях. Это направления было достаточно развито благодаря работам С.С. Заборотского, В.С. Алиева, Г.Д. Рабиновича, А.С. Гинсбурга и др [1].

Рассмотрим процесс удаления влаги из

материала. При нарушении равномерного распределения влаги по объёму материала, то есть при наличии градиента влажности влага перемещается из мест с большей концентрации влаги в места с меньшим уровнем влагосодержания. При влагосодержании меньше равновесной в окружающем тело газе осуществляется перенос влаги с поверхности тела в газовую среду.

В процессе сушки происходит испарение влаги с поверхности материала, при этом влажность верхних слоёв уменьшается и за счёт разности концентраций между поверхностными и внутренними слоями возникает внутренняя диффузия и влага перемещается к поверхности из мест с большей концентрацией в места с меньшей концентрацией. Увеличение скорости испарения с поверхностных слоёв интенсифицирует внутренняя диффузия и перемещение влаги к поверхностным слоям.

Процесс удаления влаги имеет разные скорости удаления влаги с поверхности тела в различные моменты времени. Необходимо выделить несколько этапов сушки. Традиционно выделяют период прогревания материала, при этом на поверхности материала достигается температура влажного термометра. В конце данного периода достигается максимальная скорость сушки. Она определяется равенством скоростей диффузии влаги к поверхности и скорости испарения. Это характерно для всего второго этапа сушки, когда скорость испарения остаётся постоянной. В этот период удаляется влага намокания, удаляется влага из пор и крупных капилляров, происходит снижение уровня влагосодержания на 70-80 %.

На этом этапе процесс подчиняется законам испарения жидкости со свободной поверхности, без проникновения границы испарения под поверхность. При стабильных внешних условиях скорость сушки на отрезке постоянна. Когда количество влаги в поверхностном слое материала уменьшается и становится близким к сорбционной емкости, испарение влаги замедляется так как скорость подачи её к поверхности меньше, чем скорость испарения. Наступает третий этап сушки – испарение влаги с ненасыщенной поверхности. На этом этапе происходит испарение капиллярной влаги. После испарения всей влаги из макропор и для ряда материалов наступает этап стабилизации скорости сушки.

Наличие того или иного периода сушки обусловлено особенностями структуры и начальной влажностью материала. В коллоидных капиллярно-пористых телах влага может перемещаться в виде жидкости и в виде пара. Основными факторами перемещения влаги в материале является градиент влажности и температуры. Влага находятся в равновесном состоянии в материале при условии равенства температур в различных её точках и равномерном её распределении по всему объёму материала. При нарушении равенства температур, то есть при наличии градиента температуры влага перемещается от поверхности с высокой температурой к поверхности с более низкой температурой. При незначительном перепаде температур влага перемещается в виде жидкости, а при большом перепаде – в виде пара. Перемещение влаги по направлению потока тепла именуется термодиффузией**.** При нагревании поверхностное натяжение изменяется. На нагретой поверхности поверхностное натяжение и капиллярное давление уменьшаются, капиллярный потенциал нагретой поверхности уменьшается, и жидкость перемещается, от мест более нагретых, к местам менее нагретым. То есть на третьем этапе сушки существует механизм обратного переноса влаги от зоны испарения в под поверхностные слои. Поскольку на процессы прогрева и диффузии влаги взаимно связаны и обладают определённой инерционностью то интенсифицировать процесс удаления влаги можно интенсифицировать периодическим нагревом и охлаждением поверхности. При этом можно ожидать наличия оптимальной частоты смены нагрева и охлаждения зависящей от амплитуды температур, влажности материалов, теплоёмкости каркаса тела. Основным недостатком существующих методов теплового расчета является усреднённое определение коэффициента теплообмена, что приводит к необходимости ограничения режимных параметров сушки из-за опасности локального превышения критических тепловых потоков для материала.

3 Методы исследования

Для описания процессов испарения и капиллярного переноса влаги в материале использовалась система дифференциальных уравнений, решаемая в погромном комплексе Mathcad. В ходе расчетов было принято допущение о том, что предельная температура сушильного агента составляет 140 ^{0}C (требования пожароопасности) при использования воздуха в качестве сушильного агента, а также недопущение обугливания поверхностного слоя гранулируемых частиц на древесной основе. Конечная влажность древесной щепы оценивается в 13,5%, что определяется технологией дальнейшей переработки.

Расчет нагрева массы предполагалс нестационарным. В качестве критерия оптимальности было выбрано условия равенство диффузии скоростей влаги к поверхности и скорости испарения влаги с поверхности.

Используемая система уравнений:

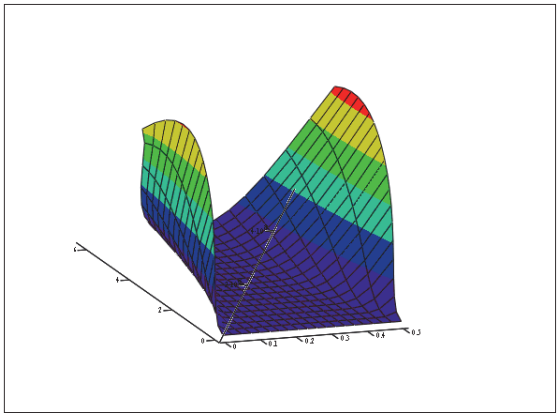
$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = D \cdot \rho \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + D \cdot \rho \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2},$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \varepsilon \cdot \frac{r}{c} \cdot \frac{\partial u}{\partial \tau}.$$

Масса удаляемой влаги:

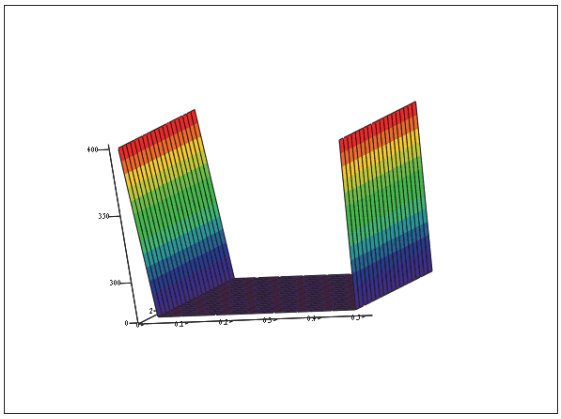
$$m_B = -D \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - D \cdot \delta \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Здесь: T –температура, u- влагосодержание, x – текущая координата α – температуропроводность, D – коэффициент диффузии, r – скрытая теплота парообразования, ε – критерий испарения ε=0 при диффузии влаги и ε=1 при диффузии пара, τ –время, δ – коэффициент термодиффузии c- теплоёмкость.
Численное решение данной системы уравнений позволяет определять скорость удаления влаги и распределение влаги по сечению тела см. рисунок 1. Результаты математического моделирования показали, что при периодической подаче сушильного агента с неизменной температурой возможно интенсификация процесса.



M

Рисунок 1. Распределение влагосодержания по сечению и времени



M

Рисунок 2. Распределение температур по сечению и времени в период постоянной скорости сушки

Наличие перегиба в кривой влажности на поверхности тела показывает наличие локально оптимума. Таким образом, нестационарный режим сушки может увеличить интенсивность процесса, а в некоторых случаях и улучшить качество получаемого продукта.

4 Заключение

Приведенный в работе анализ показывает, что осциллирующий режим сушки позволяет сократить время процесса влагосодержания при снижении осреднённого теплового потока. Определение оптимальных периодов сушки выходит за рамки данной стати и является темой дальнейшего исследования.

Список использованных источников

[1] Гамаюнов Н.Й., Ильченко Л.И. Закономерности внутреннего переноса влаги и структурообразования при сушке различных материалов// Хим. промть. 1979. - № 6. - С.344-348.

[2] Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Кваша В. Б. Основы техники псевдоожижения. М., Химия, 1967. 664 с.

[3] Гинзбург А. С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. М., Пищевая промышленность, 1973. 528 с.

[4] Гинзбург А.С. Некоторые современные проблемы теории и технологии сушки // Хим. пром-сть. 1979. - №6. - С. 328 - 330.

[5] Гинзбург А.С., Резчиков В.А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. Изд. «Пищевая пром.» - М. – 1966. – 196с.

[6] Лыков А. В. Тепло – массобмен в процессах сушки. Госэнергоиздат, 1956, - 464с.

[7] Кречетов И.В. Сушка древесины.// Лесная промышленность. М., - 1987.-440с.

[8] Кречетов И.В. Сушка древесины./ Бриз. М., - 1992.-449с.

[9] Куталадзе С.С. Основы теории теплообмена. // Машгиз Л., - 1968,-456с.

[10] Слободкин А.С. Приближенный метод расчета кинетики прогрева влажного материала в кипящем слое при осциллирующем режиме. ИФЖ, №3, 1964.,-93с.

PROBLEMS OF DYNAMIC OPTIMIZATION OF MOISTURE REMOVAL FROM GRANULAR MATERIALS

Elena N. Akhmedyanova

Chelyabinsk State Agroengineering Academy
75, Lenin Avenue, Chelyabinsk
454080, Russia
karinlen@mail.ru

The article considers the methods of increasing intensity of moisture removal from granular materials by drooping speed of drying process. Analysis of the moisture removal methods shows available transport units and liquids evaporation in porous body. The author offers and proves oscillation regime of liquids evaporation. The author gives proofs for mathematical model of dynamic process and presents the accounting results.

Key words: *transient heat conduction, porous body, moisture removal, convection, phase transfer.*

References

[1] Gamayunov N.Y., Ilchenko L.I. Prínciples of internal damp transportation and structure formation by the drying process of different materials// Chemical industry 6 (1979): 344-348. Print.

[2] Gelperin N.I., Aynshtein V.G., Kvasha V.B. Basic technique of process fluidization. Moscow, 1967. Print.

[3] Ginzburg A.S. Foundations of theory and technique of process food dehydration. Moscow, 1973. Print.

[4] Ginzburg A.S. Some modern problems of theory and technology of process dehydration// Chemical industry 6 (1979): 328-330. Print.

[5] Ginzburg A.S., Rezchikov V.A. The process food dehydration in boiling bed. Moscow, 1966. Print.

[6] Lykov A.V. Heat – mass exchange in the drying process. Moscow, 1956. Print.

[7] Krechetov I.V. Maturing of wood. Moscow, 1987. Print.

[8] Krechetov I.V. Maturing of wood. Moscow, 1992. Print.

[9] Kutuladze S.S. Foundations of theory of heat exchange. Leningrad, 1984. Print.

[10] Slobodkin A.S. Approximate solution of kinetics warming-up of wet material in boiling bed by oscillation regime. IFZh 3 (1964): 93. Print.

УДК 621.8.026.6

РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ ПЛАТФОРМЫ СТЮАРТА

П.И. Грешняков
В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Россия, 443086
pavel.ssau@gmail.com

Описывается решение обратной задачи кинематики движения платформы Стюарта в матричном виде для применения в системах управления стендов. Приводится вывод основных математических преобразований, необходимых для решения обратной задачи кинематики, а так же геометрические соотношения в параметрическом виде для вычисления координат точек крепления шарниров подвижных опор платформы Стюарта.

***Ключевые слова**: Платформа Стюарта, обратная задача кинематики, матрица поворота, система координат, радиус-вектор*

1 Введение

Платформа Стюарта – это подвижная механическая система, выходное звено которой может перемещаться с шестью степенями свободы [1,2]. Выходное звено может неподвижно позиционироваться в пространстве по шести координатам с заданной точностью или двигаться с заданной скоростью или ускорением в нужном направлении. При этом величина нагрузки на выходном звене может достигать нескольких тонн, что позволяет использовать механизм как для позиционирования больших объектов, так и для динамических испытаний систем на прочность, вибрационную защищённость и пр.

Существует множество прикладных задач, цель которых реализация поступательного или вращательного движения площадки, на которой располагается массивный объект. Подобные задачи возникают там, где необходимо спозиционировать объект в пространстве с заданной точностью, провести испытание на вибрационную защиту, устойчивость к динамическим нагрузкам и т.п. Анализ работ, выполненных ранее, показал, что задача пространственной ориентации в большинстве случаев реализуется с использованием параллельных механизмов с шестью степенями свободы, именуемых в честь изобретателя платформы Стюарта. В большинстве источников показано решение обратной кинематической задачи движения платформы, но в них отсутствует параметрическая модель геометрии механизма.

Система состоит из двух жёстких рам – неподвижного основания и подвижной платформы, соединённых между собой шестью опорами переменной длины (рисунок 1) через шарнирные соединения карданного или шарового типа.

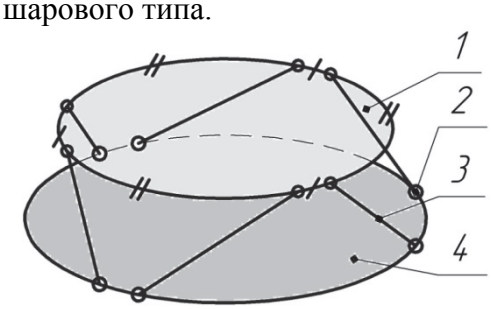


Рисунок 1. Схема расположения элементов платформы Стюарта:
1 – подвижная платформа; 2 – шарнирное соединение; 3 – опора переменной длины; 4- неподвижное основание

За счёт изменения длин опор возможно плоско-параллельное движение подвижной платформы вдоль осей *x, y, z*, а также вращательное движение относительно этих осей.

Прямая кинематическая задача заключается в определении положения и ориентации платформы для заданных длин ног [3]. Обратная кинематическая задача состоит в том, чтобы по заданной ориентации платформы найти длины ног, при этом система решаемых уравнения имеет единственное решение.

2 Теоретические исследования

В описываемой модели все шарниры распределяются попарно так, чтобы точки пересечения осей их вращений лежали на окружности и пары шарниров были распределены по окружности равномерно. Хорды, соединяющие шарниры в парах, имеют одинаковую длину. Окружности, на которых расположены шарниры крепления опор на осно-

вании и на подвижной платформе могут иметь разные диаметры.

Модель кинематики рассматривается в декартовой системе координат. Основание принимается за систему отсчёта так, что центр окружности, на которой расположены шарниры B_i , соединяющие основание с опорами L_i, находится в точке O начала координат x,y,z. Как показано на рисунке 2, в центре окружности, на которой расположены шарниры P_i, соединяющие подвижную платформу с опорами L_i, находится точка O' начала подвижной системы координат x',y',z'.

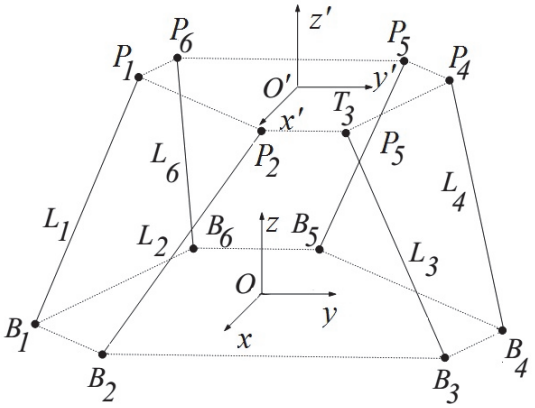


Рисунок 2. Расположение в пространстве точек крепления шарниров

Движение платформы представляется как перемещение рабочей системы координат x', y', z' с началом в точке O относительно неподвижных осей x, y, z с началом в точке O'. При этом положение подвижной системы координат описывается вектором шести координат [x, y, z, $Rx(\varphi)$, $Ry(\theta)$, $Rz(\psi)$], где x, y, z – координаты центра O' в неподвижной системе координат. $Rx(\varphi)$, $Ry(\theta)$, $Rz(\psi)$ – углы вращения подвижной системы координат x', y', z' вокруг соответствующих осей неподвижной системы координат. $Rx(\varphi)$– вращение относительно оси x (угол крена), $Ry(\theta)$ – вращение относительно оси y (угол тангажа), $Rz(\psi)$) – вращение относительно оси z (угол рыскания).

При параметризации геометрии платформы для вычисления координат принимается, что основание и подвижная часть представляют собой треугольники со стороной $2l$, а точки крепления шарниров расположены на отдалении k от вершин этих треугольников, как это показано на рисунке 3. Параметры l и k основания и подвижной платформы могут быть различными. Начала координат проходят через центры тяжести платформ, поэтому координата z точек крепления шарниров в обеих системах равна нулю.

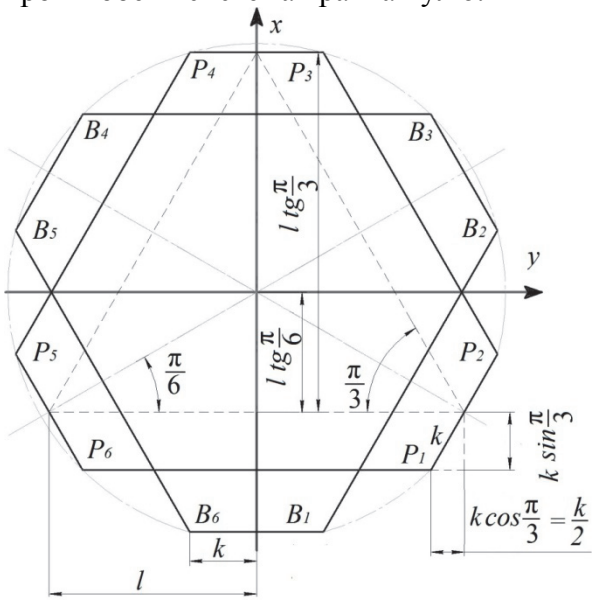


Рисунок 3. Схема геометрической параметризации основания и подвижной платформы

Согласно рисунку 3 геометрически вычисляются координаты точек крепления шарниров основания B_i и подвижной платформы P_i:

$$B_1 = \begin{bmatrix} -l\left(tg\frac{\pi}{3} - tg\frac{\pi}{6}\right) \\ k \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_2 = \begin{bmatrix} l\,tg\frac{\pi}{6} - k\sin\frac{\pi}{3} \\ l + \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_3 = \begin{bmatrix} l\,tg\frac{\pi}{6} + k\sin\frac{\pi}{3} \\ l - \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$B_4 = \begin{bmatrix} l\,tg\frac{\pi}{6} + k\sin\frac{\pi}{3} \\ -l + \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_5 = \begin{bmatrix} l\,tg\frac{\pi}{6} - k\sin\frac{\pi}{3} \\ -l - \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} -l\left(tg\frac{\pi}{3} - tg\frac{\pi}{6}\right) \\ -k \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$P_1 = \begin{bmatrix} -l\,tg\frac{\pi}{6} - k\sin\frac{\pi}{3} \\ l - \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix}; \quad P_2 = \begin{bmatrix} -l\,tg\frac{\pi}{6} + k\sin\frac{\pi}{3} \\ l + \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$P_3 = \begin{bmatrix} -l\,tg\frac{\pi}{6} + k\sin\frac{\pi}{3} \\ l + \frac{k}{2} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$B_4 = \begin{bmatrix} -k \\ l\left(tg\frac{\pi}{3} - tg\frac{\pi}{6}\right) \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_5 = \begin{bmatrix} -l - \frac{k}{2} \\ -l\,tg\frac{\pi}{6} + k\sin\frac{\pi}{3} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$B_5 = \begin{bmatrix} -l + \frac{k}{2} \\ -l\,tg\frac{\pi}{6} - k\sin\frac{\pi}{3} \\ 0 \end{bmatrix};$$

Согласно обратной кинематической задаче, для вычисления длин опор, чтобы сориентировать платформу нужным образом в пространстве необходимо определить координаты шарниров подвижной платформы соответствующих заданной ориентации, а затем вычислить расстояния до точек крепления шарниров неподвижного основания, координаты которых известны. Полученные расстояния между точками и есть длины опор.

Для получения координат точек крепления подвижной платформы из любого произвольного положения необходимо осуществить переход из подвижной системы координат в неподвижную [4].

В случае перехода из одной системы координат к другой при вращении относительно оси *z,* как показано на рисунке 4, вектор координат точки *P* имеет вид:

$$\overline{P} = \bar{i}x + \bar{j}y + \bar{k}z = ix + jy + kz; \qquad (1)$$

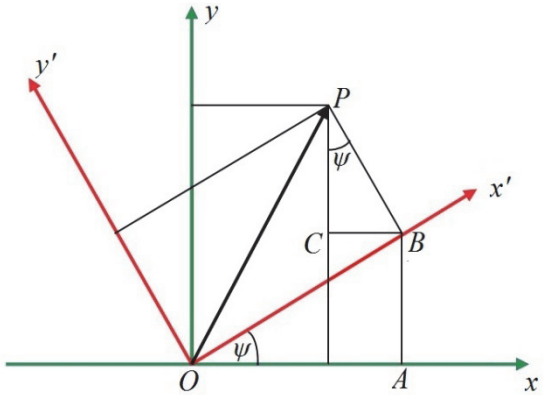


Рисунок 4. Схема перехода из системы координат *x', y', z'* к системе координат *x, y, z* при вращении относительно оси *z*

Согласно рисунку 4, координаты вектора *P* при вращении системы координат можно вычислить по приведённым ниже геометрическим зависимостям:

$$x = OA - BC = x'\cos\psi - y'\sin\psi; \qquad (2)$$

$$y = AB - PC = x'\sin\psi + y'\cos\psi; \qquad (3)$$

$$z = z'; \qquad (4)$$

Таким образом, из выражений (2)-(4) мы получаем матрицу (5) поворота *Rz(ψ)* для реализации перехода из системы координат *x', y', z'* к системе координат *x, y, z* при вращении относительно оси *z* (угол рыскания):

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = Rz(\psi) \cdot \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix}, \qquad (5)$$

$$где\ Rz(\psi) = \begin{pmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

Аналогичным образом были получены матрицы (6) и (7) поворота *Rx(φ), Ry(θ)* для реализации перехода из системы координат *x', y', z'* к системе координат *x, y, z* при вращении относительно осей *x* и *y* (углы крена и тангажа):

$$Ry(\theta) = \begin{pmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{pmatrix}; \qquad (6)$$

$$Rx(\varphi) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix}; \qquad (7)$$

Полная матрица поворота получается как произведение всех матриц *Rx(φ), Ry(θ), Rz(ψ)* из выражений (5)-(7)*:*

$$
\begin{aligned}
{}^{P}P_{B} &= Rz(\psi)\cdot Ry(\theta)\cdot Rx(\varphi) = \\
&= \begin{pmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix} = \\
&= \begin{pmatrix} \cos\psi\cos\theta & -\sin\psi\cos\varphi+\cos\psi\sin\theta\sin\varphi & \sin\psi\cos\varphi+\cos\psi\sin\theta\cos\varphi \\ \sin\psi\cos\theta & \cos\psi\cos\varphi+\sin\psi\sin\theta\sin\varphi & -\cos\psi\sin\varphi+\sin\psi\sin\theta\cos\varphi \\ -\sin\theta & \cos\theta\sin\varphi & \cos\theta\cos\varphi \end{pmatrix};
\end{aligned} \tag{8}
$$

Рассмотрев систему применительно к *i*-й опоре, из рисунка 2 получим в векторном виде схему, показанную на рисунке 5, для вычисления координат шарниров основания B_i и подвижной платформы P_i, а так же вектора $\bar{l}_i$, соединяющих их, модуль которого соответствует искомой длине опор.

Вектор $\bar{p}_i$ показывает координаты точек P_i в подвижной системе координат относительно центра *O'*.

Чтобы перейти к координатам этого вектора относительно базовой неподвижной системы координат необходимо умножить его на матрицу поворота ${}^{P}P_{B}$:

$$\bar{p}_i' = {}^{P}P_{B}\cdot\bar{p}_i; \tag{9}$$

Вектор $\bar{T}$ показывает составляющую положения подвижной платформы, полученную линейным перемещением.

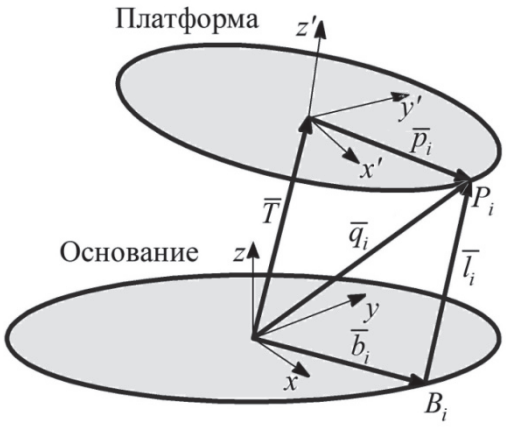


Рисунок 5. Схема для вычисления координат шарниров основания и подвижной платформы в векторном виде

Вектор $\bar{q}_i$ показывает координаты точки P_i по отношению к неподвижному основанию и определяется сумма векторов $\bar{T}$ и $\bar{p}_i$ из выражения (9):

$$\bar{q}_i = \bar{T} + {}^{P}P_{B}\cdot\bar{p}_i; \tag{10}$$

Вектор $\bar{b}_i$ координаты шарниров неподвижного основания и не требует пересчётов.

Вектор $\bar{l}_i$ находится как разность векторов $\bar{q}_i$ и $\bar{b}_i$:

$$\bar{l}_i = \bar{q}_i - \bar{b}_i = \bar{T} + {}^{P}P_{B}\cdot\bar{p}_i - \bar{b}_i; \tag{11}$$

Модуль вектора $|\bar{l}_i|$ даёт искомую длину *i*-й опоры для ориентации платформы:

$$|\bar{l}_i| = \sqrt{(q_{ix}-b_{ix})^2 + (q_{iy}-b_{iy})^2 + (q_{iz}-b_{iz})^2}. \tag{12}$$

3 Методы исследования

Моделирование кинематики, а также системы регулирования положения платформы Стюарта было реализовано в программном пакете AMESim. Моделируемая платформа имеет в основании и в раме треугольник со стороной 0,8 м с массой рамы 50 кг. Привод платформы осуществляется пневматическими цилиндрами, с диаметром поршня D=50 мм, диаметром штока 20 мм, ходом h=500 мм.

Прикладная реализация выражений (8)-(10) для определения координаты точки крепления к подвижной раме *i*-й опоры для решения в AMESim выглядит следующим образом:

$$\begin{bmatrix} x_{пл}^i \\ y_{пл}^i \\ z_{пл}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} + {}^P P_B(\psi,\theta,\varphi)\cdot P_i;$$

Кординаты точки крепления к основанию i - й опоры для решения в AMESim выглядит следующим образом

$$\begin{bmatrix} x_{осн}^i \\ y_{осн}^i \\ z_{осн}^i \end{bmatrix} = B_i.$$

Длина штока вычисляется по формуле:

$$l^i = \sqrt{\left(x_{пл}^i - x_{осн}^i\right)^2 + \left(y_{пл}^i - y_{осн}^i\right)^2 + \left(z_{пл}^i - z_{осн}^i\right)^2} - L,$$

где L –постоянная длина корпуса цилиндра, не участвующая в изменении длин опор.

Моделирование трёхмерного движения платформы осуществлялось с применением библиотеки AMESim 3D Mechanics.

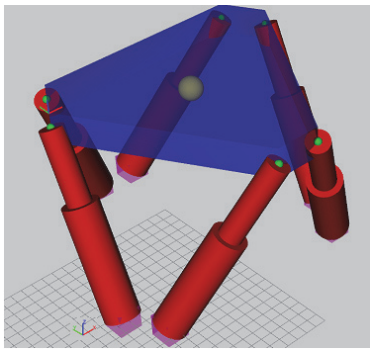


Рисунок 6. Визуализация кинематики движения в программном пакете AMESim

Модель системы в AMESim показана на рисунке 7.

В результате моделирования были получены координаты положения центра тяжести рамы, а так же её ориентация (рисунок 8).

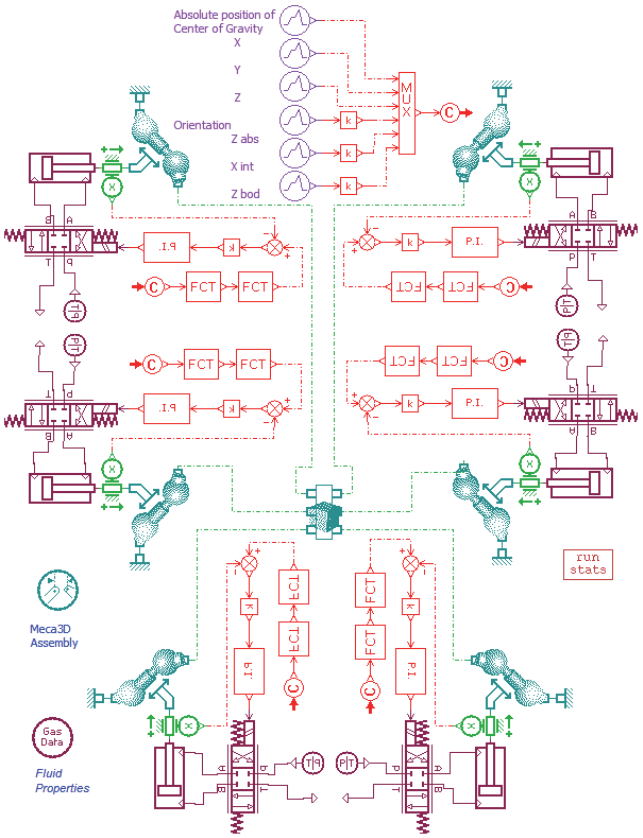


Рисунок 7. Схема модели платформы в AMESim

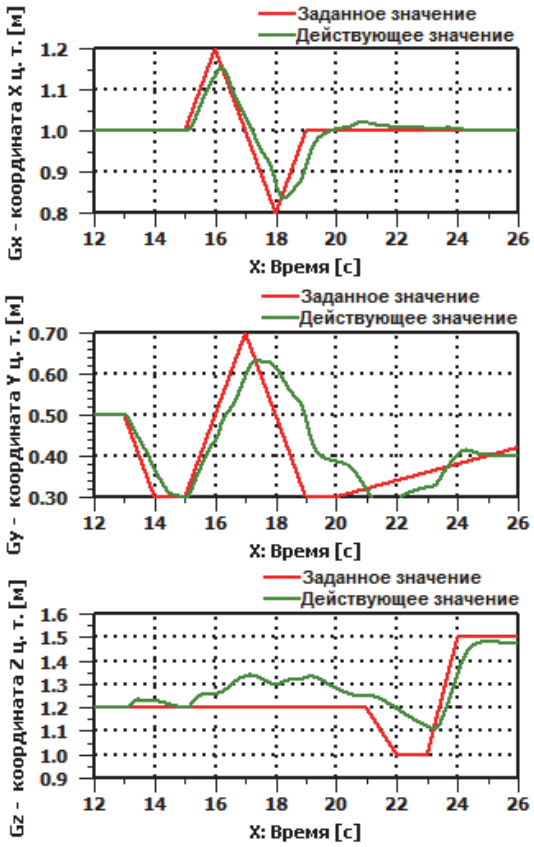


Рисунок 8. Результаты моделирования платформы полученные в AMESim, показывающие изменение положение центра тяжести рамы во времени при использовании пневматического привода

Как видно из рисунка 8, при позиционировании платформы в пространстве наблюдается динамическая погрешность, обусловленная податливостью рабочего тела. В случае применения гидравлического привода, столь значительные отклонения не наблюдаются, однако применение гидравлического привода является относительно более дорогостоящим.

4 Заключение

Таким образом, решена обратная кинематическая задача движения платформы Стюарта в матричном виде. Алгоритм решения задачи в матричном виде используется в программной части контроллера, управляющего движением платформы по заданной траектории. Механическая реализация изменения длин опор возможна за счёт применения в качестве привода гидравлических, пневматических цилиндров или электрического привода линейного или поворотного.

Список использованных источников

[1] D. Stewart, A platform with six degrees of freedom, in: Proceedings of the IMechE, vol. 180, Pt. 1, No. 15, 1965–1966, pp. 371–385..

[2] Зенкевич, С.Л. Основы управления манипуляционными роботами [Текст] / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющниченко // Москва МГТУ им. Баумана, 2004. - 480 с.

[3] Hugo Elias. Inverse Kinematics - Improved Methods. Available at: http://freespace.virgin.net/hugo.elias/models/m_ik2.htm , accessed 20.02.2013.

[4] Fichter, EF. A Stewart platform-based manipulator: general theory and practical construction. Int J Robotics Res 1986;5(2):157–82.

[5] M.R. Sirouspour, S.E. Salcudean, A New approach to the control of a hydraulic stewart platform, in: Proceedings of the 7th International Symposium on Experimental Robotics, 2000, pp. 447–460.

[6] E. Bideaux, S Scavarda, INSA: "Pneumatic Models for a Fluid Power Oriented Software: AMESim" PMTC'98, Bath, UK, Sept. 1998.

INVERSE KINEMATICS PROBLEM SOLVING AND PARAMETRIZATION OF STEWART PLATFORM FOR DYNAMIC TEST APPLICATIONS

Pavel I. Greshnyakov,
Vladimir N. Ilukhin

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
pavel.ssau@gmail.com

There are many applications whose purpose the realization of translational or rotational motion of platform with a massive object. Similar problems occur where it is necessary to position the object in space in a space with a given accuracy, test on a vibration protection, resistance to dynamic loads, etc. The analysis work performed earlier showed that the problem of spatial orientation in most cases is implemented using a parallel mechanism with six degrees of freedom, called in honor of the inventor Stewart platform. Most sources shows the solution of the inverse kinematic problem of motion platform, but they lack the parametric model the geometry of the mechanism. Therefore, to analyze the process of movement of such mechanisms in the developed parametric model of kinematics Stewart platform. The paper presents the main conclusion of mathematical transformations necessary for the solution of inverse kinematics, as well as geometric relations in parametric form for calculating joints coordinates of fixing points of the movable Stewart.

Key words: *Stewart platform, inverse kinematics, rotation matrix, the coordinate system, the radius vector*

References

[1] D. Stewart, A platform with six degrees of freedom, in: Proceedings of the IMechE, vol. 180, Pt. 1, No. 15, 1965–1966, pp. 371–385..

[2] Zenkevich S.L., Iushchenko A.S. Osnovy upravleniia manipuliatsionnymi robotami [Bases of controlling of manipulators]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. 480 p.

[3] Hugo Elias. Inverse Kinematics - Improved Methods. Available at: http://freespace.virgin.net/hugo.elias /models/ m_ik2.htm , accessed 20.02.2013.

[4] Fichter EF. A Stewart platform-based manipulator: general theory and practical construction. Int J Robotics Res 1986;5(2):157–82.

[5] M.R. Sirouspour, S.E. Salcudean, A New approach to the control of a hydraulic stewart platform, in: Proceedings of the 7th International Symposium on Experimental Robotics, 2000, pp. 447–460.

E. Bideaux, S Scavarda, INSA: "Pneumatic Models for a Fluid Power Oriented Software: AMESim" PMTC'98, Bath, UK, Sept. 1998

УДК 539.3:621.375

РАЗРАБОТКА И ПРИМЕНЕНИЕ ПОДВИЖНОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА ДЛЯ ВИБРОМЕТРИИ МОДЕЛЬНЫХ ОБРАЗЦОВ СОТОВЫХ ПАНЕЛЕЙ

Е.В. Шахматов,
О.А. Журавлев,
Р.Н. Сергеев,
А.М. Сафин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
RomanSR@yandex.ru

Рассмотрены вопросы разработки подвижного цифрового спекл-интерферометра с непрерывным лазером для получения вибрационных характеристик полноразмерных конструкций в условиях заводских лабораторий. Даны результаты апрабационного применения подвижного интерферометра для исследования вибрационных характеристик модельных образцов сотовых панелей, отличающихся способом соединения сотовой пластины с силовой рамкой-окантовкой. Рассматривая сотовую пластину в качестве системы с распределёнными параметрами, предложен способ определения её собственных частот и форм колебаний при акустическом возбуждении. Экспериментальные результаты сравниваются с данными серийных доплеровских виброметров и численного моделирования.

***Ключевые слова**: подвижный спекл-интерферометр, вибрационные характеристики, сотовая пластина, сотовая панель, акустическое возбуждение*

1 Введение

В настоящие время перспективы прогресса в машиностроении связываются с разработкой и широким применением композиционных материалов (КМ), массовые характеристики которых значительно меньше, чем металлических образцов [1, 2]. Наиболее широкое использование многослойные КМ – сотовые панели и оболочки нашли в изделиях авиационной и ракетной техники, в том числе в современных космических аппаратах (КА) [3].

При взлете ракетоноситель испытывает повышенные виброакустические нагрузки, источником которых, в первую очередь, являются ракетные двигатели. Колебания передаются на КА и оказывают негативное воздействие на приборы и аппаратуру.

Другой этап возрастания актуальности исследования форм и параметров колебаний упругих элементов конструкций КА приходится на период лётной эксплуатации аппаратов. Здесь совершенствование систем управления движением КА неразрывно связано с возможностью эффективного подавления колебательных процессов их выносных упругих элементов, в частности панелей солнечных батарей. Это становится возможны только при наличии достоверной информации о частотах и формах колебаний составляющих их элементах, включая сотовые конструкции в условиях моделирования воздействия механических и тепловых нагрузок. Знание форм колебаний сотовых панелей позволяет инженеру вносить осознанные и экспериментально обоснованные изменения в конструкцию для снижения динамических нагрузок, рационально использовать вибродемпфирующие и шумопоглощающие материалы, значительно экономя массу изделия. Актуальным является применение здесь автоматизированных панорамных средств измерений, дающих распределение форм и амплитуд резонансных колебаний во всех точках анализируемой поверхности. Такие доступные по цене виброметры создаются на основе методов корреляционной спекл-интерферометрии [4].

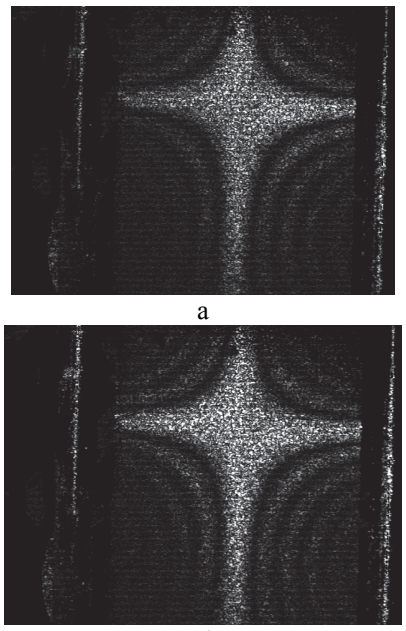
Разработка виброметрических цифровых спекл-интерферометров (ЦСИ) с непрерывным лазером привела к развитию методов повышения помехоустойчивости интерферометров к случайным колебаниям. Исследования, проводимые с 2000 г. в СГАУ на кафедре АСЭУ, позволили внести свой вклад в программные [5] и схемные [6] методы повышения устойчивости виброметрических ЦСИ с лазером непрерывного излучения. Здесь впервые были созданы мобильные ЦСИ с непрерывным лазером для определения как вибрационных характеристик,

так и полей нормальных деформационных перемещений конструкций [7].

Актуальной задачей является создание подвижного ЦСИ с непрерывным лазером в качестве инструментария для получения вибрационных характеристик полноразмерных сотовых конструкций при их разработке и эксплуатации. Данный ЦСИ должен иметь стабильные метрологические характеристики, несмотря на размещение функциональных элементов интерферометра на рабочем столе с подвижной платформой.

2 Подвижный виброметрический спекл-интерферометр и исследовательский стенд на его основе

Анализ результатов применения созданного программного метода повышения помехоустойчивости виброметрических ЦСИ с непрерывным лазером, в условиях воздействия на исследуемый объект внешних дестабилизирующих факторов (например, пульсирующего газового потока, случайных колебаний) показал наличие порогового эффекта повышения контрастности получаемых спекл-интерферограмм (рисунок 1).



а

б

Рисунок 1. Повышение контрастности спекл-интерферограммы резонансно колеблющейся пластины при отсутствии (а) и наличии (б) воздействия газового потока с расходом 20 *л/мин*

Положительное влияние нестабильности условий измерения говорит о невыбранном запасе устойчивости применяемого программного метода статистической обработки спекл-изображений.

Применение данного метода обработки спекл-изображений совместно с предложенным в [8, 9] способом формирования спекл-модулированного опорного пучка и совмещение его с предметным пучком обеспечило дальнейшее повышения запаса помехоустойчивости оптической схемы и возможность создания мобильных виброметрических ЦСИ (рисунок 2).

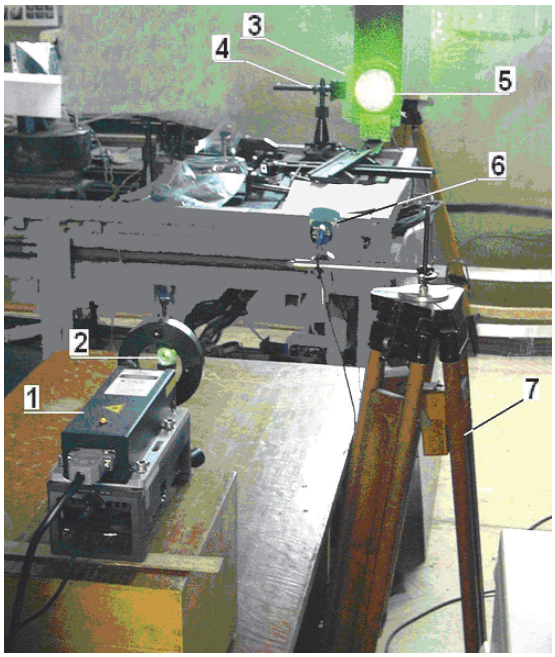


Рисунок 2. Общий вид мобильного виброметрического ЦСИ:
1 – твердотельный лазер LCS – DTL – 317; 2 – расширитель пучка; 3 – диффузор; 4 – держательдиффузора; 5 – исследуемый объект (вибрационная опора); 6 – телекамера; 7 – геодезический штатив

Из рисунка 2 видно, что оптико-электронная схема мобильного ЦСИ компонуется на индивидуальных переносных опорах в зависимости от особенной исследуемого объекта. Дестабилизирующая роль данного способа сборки ЦСИ проявляется в снижении уровня помехоустойчивости интерферометра и нестабильности его рабочих характеристик. Для исключения повторяющихся этапов сборки-разборки оптико-электронной схемы мобильного ЦСИ под каждый новый объект была разработана экс-

периментальная установка в виде оптико-электронного узла ЦСИ на подвижном и регулируемом по высоте телевизионном штативе [6] (рисунок 3). В состав установки входит жёстко закреплённый на штативе 6 рабочий стол 4, на котором в свою очередь установлены следующие функциональные элементы: лазер 1, расширитель пучка 2, телекамера 3. Для выставления функциональных элементов интерферометра применялись две оптические линейки 5. При этом линейка 5 с телекамерой 3 закреплялась на столе 4 с возможность регулирования угла между оптическими осями лазера и телекамеры.

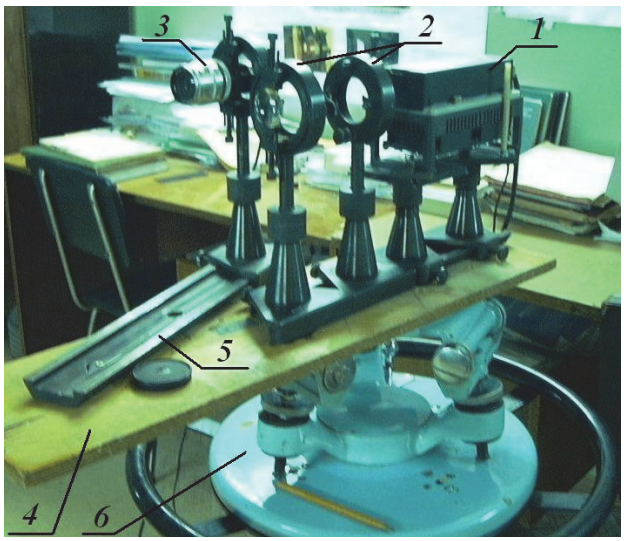


Рисунок 3. Общий вид оптико-электронного узла подвижного ЦСИ:
1 – лазер; 2 – расширитель пучка; 3 – телекамера; 4 – рабочий стол; 5 – оптическая линейка; 6 – подвижный телевизионный штатив

Развитая система колёсных опор штатива 6 массой на уровне 100 кг обеспечивает возможность свободного продольного перемещения, а также поворота установки вокруг оси. Оптико-электронную схему подвижного ЦСИ дополняет размещенная перед исследуемым объектом 6 (рисунок 4) пропускающая светорассеивающая пластина диффузора 7. С помощью диффузора 7 реализуется оптическая схема ЦСИ со спекл-модулированной опорной волной и совмещенными пучками. Схема удобна в обслуживании за счёт малого количества оптических элементов, простоты юстировки. В состав функциональных элементов подвижного ЦСИ входили составляющие ранее созданного мобильного ЦСИ.

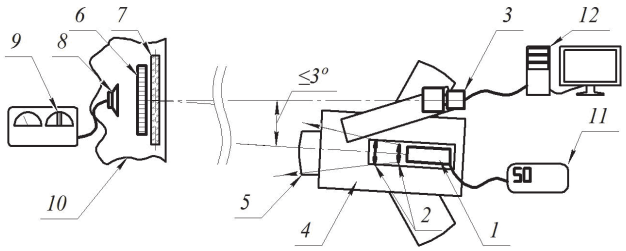


Рисунок 4. Схема исследовательского стенда с подвижным ЦСИ:
1–лазер; 2–расширитель пучка; 3– телекамера; 4–рабочий стол; 5–подвижный телевизионный штатив; 6–исследуемый объект; 7–диффузор; 8–звуковой динамик; 9–звуковой генератор; 10–массивная опора; 11–источник питания лазера; 12–ПЭВМ

Для регистрации спекл-изображений объекта используется телевизионная камера типа WAT-902H японской компании Watec с фотографическим объективом Юпитер-8, вычислительным блоком ПК с использованием программы для обработки данных AverTV. Камера обеспечивает регистрацию в стандартном формате 25 кадр/с. Разрешение ПЗС матрицы телекамеры 752×582 пикселей. Для определения резонансных частот колебаний применялись также лазерные доплеровские виброметры типа PDV-100 (со стационарным лучом) и PSV-400-3D (со сканирующим лучом).

3 Описание исследуемых объектов

В качестве объектов исследования рассматривались трехслойные сотовые пластины, выполненная из алюминиевых сплавов и имевшие габаритные размеры 212×300×5 мм. Пластины были получены в результате раскроя снятой из эксплуатации сотовой панели. Пластины имели дефекты в виде незначительных замятий на обшивке. На первом этапе исследований сотовая пластина 1 (рисунок 5,а) закреплялась на опорных полках 4 легкой металлической рамки 2 с помощью болтов с шайбами 4, моделирую конструкцию приборной панели КА [10]. Изотропная пластина 5 использовалась для фиксации полученной модели сотовой панели в тисках. В процессе исследований модельные образцы 6 (см. рисунок 4) сотовых

панелей возбуждались на резонансных частотах при воздействии акустического поля звукового динамика, подключённого к генератору частоты Г3-56. Звуковой динамик находился на расстоянии 60 мм от поверхности сотовой панели. При этом обратная сторона сотовой панели была обращена к пластине диффузора и телевизионной камере интерферометра. Выходной диаметр корпуса звукового динамика составлял 200 мм и был соизмерим с поперечным размером сотовой панели.

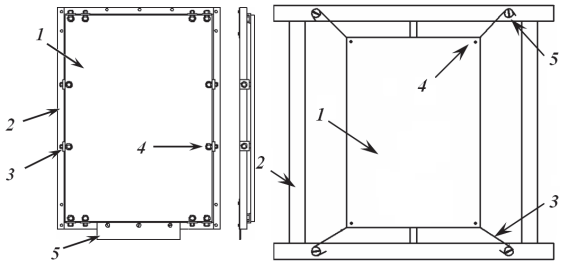


Рисунок 5. Схема конструкции моделей сотовых панелей со стороны обращенной к телекамере:
а) 1 – сотовая пластина; 2 – силовая рамка; 3 – опорная полка; 4 - крепежные болты с шайбами; 5 – крепежная пластина; б) 1 – сотовая пластина; 2 – силовая рамка; 3 – тросовая растяжка; 4 – шпилька; 5 – фиксирующий винт с шайбой и гайкой

На втором этапе исследований пластина 1 (рисунок 5,б) закреплялась по углам с помощью шпилек 4 и тросовых растяжек 3. Концы поочередно натягиваемых растяжек 3 зажимались на корпус силовой рамки 2 под шайбой с гайкой на фиксирующем винте 5.

В работе представлены примеры исследования объектов при совместном использовании подвижного ЦСИ с измерительными средствами, работающими на других принципах получения полезной информации, а также расчётными методами численного моделирования. При этом решались задачи расширения диапазона измерений контролируемых параметров и повышения достоверности результатов.

4 Результаты эксперимента и их анализ

На рисунке 6 приведён характерный вид полученных с помощью подвижного ЦСИ с непрерывным лазером спекл-интерферограмм моделей сотовых панелей при четырёх вариантах закрепления сотовой пластины на силовой рамке как элемента окантовки. Из рисунка 6а видно, что для пластины с болтовым крепления велика вероятность искажения получаемых форм колебаний за счёт неравномерности упругого обжатия обшивки. При этом в местах болтового крепления могут возникать искусственные узловые полосы, показанные на рисунке 6 для колебаний на частотах 314 Гц и 560 Гц.

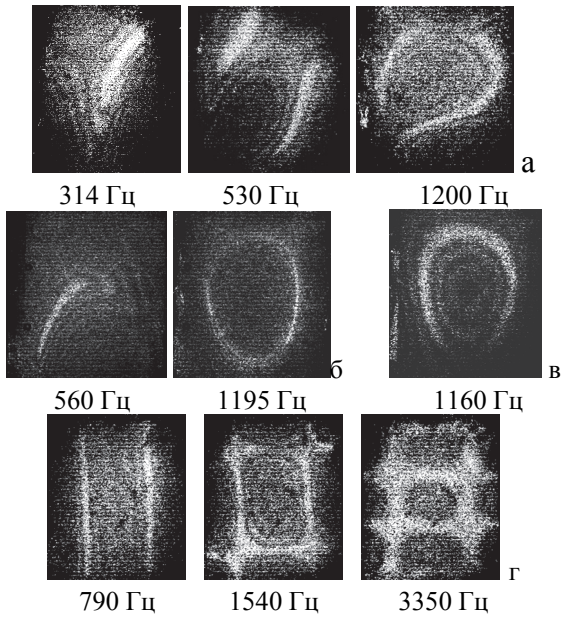


Рисунок 6. Типовые формы и частоты резонансных колебаний моделей сотовых панелей, отличающихся способом закрепления сотовой пластины на силовой рамке:
а) – с помощью 12 болтов с шайбами (см. рисунок 5а); б) – с помощью 4 болтов с шайбами по углам пластины; в) – с помощью клеевого соединения с полимерными подушечками по углам пластины; г) – с тросовыми растяжками по углам пластины

Наиболее надёжно форма колебаний панелей с замкнутой узловой полосой (рисунок 6,а-в) воспроизводилась при закреплении сотовой пластины по нижней обкладке с помощью клеевого соединения с полимерными подушечками. Характерным на рисунке 6в является некоторое повышение контрастности спекл-интерферограммы. Данной форме колебаний хорошо соответствовала численно полученная мода панели на частоте 1180 Гц, полученная в приближении малой жёсткости крепления.

Дальнейшее снижение роли рамки-окантовки на частотные характеристик сотовой панели было достигнуто за счёт соеди-

нения пластины с жёсткой рамки с помощью тросовых растяжек длиной на уровне 55 мм (см. рисунок 5,б). Введение растяжек привело к принципиальному изменению регистрируемых форм и частот резонансных колебаний пластины (рисунок 6,г). Выполненный численный анализ показал, что получаемые вибрационные характеристики с частотой до 3,5 кГц соответствуют свободным колебаниям сотовой пластины с расхождением частот не более 1-3 Гц.

Для наглядности подтверждения данного факта на рисунке 7 приведён экспериментальный график 1 изменения амплитуды виброускорения колеблющейся сотовой пластины в зависимости от частоты возбуждающего акустического поля, совмещённый для соответствующих амплитудных значений со спекл-интерферограммами 2 подвижного ЦСИ и результатами 3 конечно-элементного моделирования. Расхождение экспериментальных и численных результатов по частотам для первых 6 тонов составляло не более 5,5 %.

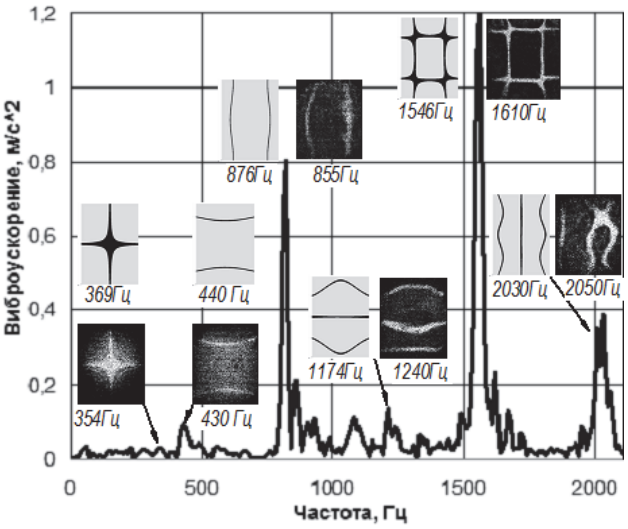


Рисунок 7. Сводный график экспериментальных и расчётных частот и форм колебаний сотовой пластины вывешенной по углам на растяжках: 1 – спектр собственных частот, полученных с помощью доплеровского виброметра PDV-100; 2 – спекл-интерферограммы подвижного ЦСИ; 3 – результаты численного моделирования

5 Заключение

1. Создан удобный в эксплуатации подвижный виброметрический ЦСИ с непрерывным лазером, основанный на программном методе статистической обработки спекл-изображений, и оптической схеме, включающей оптико-электронный узел, расположенный на рабочем столе с подвижной платформой, а также размещенную перед исследуемой поверхностью конструкции пропускающую светорассеивающую пластину диффузора.

2. Рабочие характеристики подвижного ЦСИ подтверждены сходимостью результатов с данными серийных доплеровских виброметров, а также методов численного моделирования, полученными для исследуемого объекта в виде моделей сотовых панелей, отличающихся способом крепления сотовых пластин на жестких рамках-окантовках.

3. Расхождение экспериментальных и численных результатов по частотам колебаний для первых 6 тонов составляло не более 5,5%.

4. Предложен способ закрепления акустически возбуждаемых пластин на тросовых растяжках, обеспечивающий получение свободных частот и форм колебаний пластин применительно к задачам неразрушающего контроля и определения вибрационных характеристик комплектующих разрабатываемых сотовых конструкций.

Список использованных источников

[1] Справочник по композиционным материалам. В 2 кн. Кн. 2 / Под ред. Дж. Любина. М.:Машиностроение. 1988. 584 с.

[2] Композиционные материалы. (Справочник). Под ред. В. В. Васильева, Ю. М. Тарнопольского. М.: Машиностроение. 1980. 512 с.

[3] Гофин М. Я., Иванов А. А. Механика сотовых конструкций. Справочник в 2 томах. Т.1.: Проектирование и разработка сотовых конструкций. Экспериментальные исследования. М.: Изд-во ТФ «Мир». 2010. 495 с.

[4] Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая м спекл-интерферометрия. М.: Наука, 1986. - 328 с.

[5] Комаров С. Ю. Помехоустойчивый цифровой спекл-интерферометр для виброметрии объектов на основе метода усреднения во времени: Дисс. … канд. техн. наук/ С. Ю. Комаров. Самара: СГАУ, 2004. – 234 с.

[6] Жужукин, А . И. Мобильный цифровой спекл - интерферометр для виброметрии деталей и узлов ГТД: Дисс. … канд. техн. наук / А. И. Жужукин. Самара: СГАУ, 2011. – 224 с.

[7] Zhuravliov, O.A., The Noiseproof Digital Speckle Pattern Interferometer for Vibration Modes

Study to Industrial Demands [Электронный продукт]/ O. A. Zhuravliov, Yu. N. Shaposhnikov, Yu. D. Sheglov, S. Yu. Komarov, A. I. Zhuzhukin, A. V. Ivchenko, R. N. Sergeev // International Conference on Applications for Image based Measurements (ICAIM). – Germany: DANTEC DYNAMICS, 2012.

[8] Toyooka et al. Deformation Measuring Method and Apparatus Using Electronic Speckle Pattern Interferometry, United Stataes Patent No.: 6943870B2. Sep. 13, 2005, 20 p.

[9] Патент РФ № 71429 G 01 H 9/00. Устройство для исследования формколебаний / А.И. Жужукин, 2007. Опубликовано 10.03.2008. Бюл. №7.

[10] Сафин А. И., Макарьянц Г. М., Вякин В. Н., Иголкин А. А., Крючков А. Н. Модальный анализ приборной панели космического аппарата. *Материалы региональной научно практической конференции, посвященной 50-летию первого полёта человека в космос. Самара: СГАУ, 2011, с. 106-108*.

DEVELOPMENT AND APPLICATION OF MOBILE ESPI FOR VIBROMETER MODEL SAMPLE HONEYCOMB

Evgeny V. Shakhmatov
Oleg A. Zhuravlev,
Roman N. Sergeev,
Artur M. Safin,

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443123, Russian Federation
RomanSR@yandex.ru

The problems of the development of mobile digital speckle interferometer with a cw laser to obtain the vibration characteristics of the full-size structures in a factory laboratories. Given the results of the use of the mobile testing interferometer for the study of vibration characteristics of model samples of honeycomb panels, different way to connect mobile plate frame with power-trim. Considering the cellular plate as a system with distributed parameters provides a method to determine its natural frequencies and mode shapes by acoustic excitation. The experimental results are compared with those of serial LDV.

Key words: *moving speckle interferometer, vibration characteristics, cellular plate, honeycomb panel, acoustic excitation.*

References

[1] Spravochnik po kompozicionnym materialam. V 2 kn. Kn. 2 / Pod red. Dzh. Ljubina. M.:Mashinostroenie. 1988. 584 s.

[2] Kompozicionnye materialy. (Spravochnik). Pod red. V. V. Vasil'eva, JU. M. Tarnopol'skogo. M.: Mashinostroenie. 1980. 512 s.

[3] Gofin M. JA., Ivanov A. A. Mehanika sotovyh konstrukcij. Spravochnik v 2 tomah. T.1.: Proektiro-vanie i razrabotka sotovyh konstrukcij. JEksperimental'nye issledovanija. M.: Izd-vo TF «Mir». 2010. 495 s.

[4] Dzhouns R., Uajks K. Golograficheskaja m spekl-interferometrija. M.: Nauka, 1986. 328 s.

[5] Komarov S. JU. Pomehoustojchivyj cifrovoj spekl-interferometr dlja vibrometrii ob#ektov na osnove metoda usrednenija vo vremeni: Diss. … kand. tehn. nauk/ S. JU. Komarov. Samara: SGAU, 2004. – 234 s.

[6] ZHuzhukin, A . I. Mobil'nyj cifrovoj spekl - interferometr dlja vibrometrii detalej i uzlov GTD: Diss. … kand. tehn. nauk / A. I. ZHuzhukin. Samara: SGAU, 2011. – 224 s.

[7] Zhuravliov, O.A., The Noiseproof Digital Speckle Pattern Interferometer for Vibration Modes Study to Industrial Demands [JElektronnyj produkt]/ O. A. Zhuravliov, Yu. N. Shaposhnikov, Yu. D. Sheglov, S. Yu. Komarov, A. I. Zhuzhukin, A. V. Ivchenko, R. N. Sergeev // International Conference on Applications for Image based Measure-ments (ICAIM). – Germany: DANTEC DYNAMICS, 2012.

[8] Toyooka et al. Deformation Measuring Method and Apparatus Using Electronic Speckle Pattern Interferometry, United Stataes Patent No.: 6943870B2. Sep. 13, 2005, 20 p.

[9] Patent RF № 71429 G 01 H 9/00. Ustrojstvo dlja issledovanija formkolebanij / A.I. ZHuzhukin, 2007. Opublikovano 10.03.2008. Bjul. №7.

[10] Safin A. I., Makar'janc G. M., Vjakin V. N., Igolkin A. A., Krjuchkov A. N. Modal'nyj analiz pri-bornoj paneli kosmicheskogo apparata. Materialy regional'noj nauchno prakticheskoj konferencii, po-svjashhennoj 50-letiju pervogo poljota cheloveka v kosmos. Samara: SGAU, 2011, s. 106-108.

[1] Astakhov, M.V., Tagantsev, T.V. (2006) Eksperimental'noe issledovanie prochnosti soedinenii «stal'-kompozit» [Experimental study of the strength of joints "steel-composite"]. *Trudy MGTU «Matematicheskoe modelirovanie slozhnykh tekhnicheskikh sistem»* [Proc. of the Bauman MSTU “Mathematical Modeling of Complex Technical Systems”]. 593, pp. 125-130 (in Russian).

УДК 629.127.4

ОБЗОР МОРСКИХ АВТОНОМНЫХ НЕОБИТАЕМЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

А.Н. Варюхин,
М.А. Овдиенко

ФГУП «Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского»
ул. Радио, д.17, Москва,
Российская Федерация, 105005
a.varyukhin@yandex.ru
m.a.ovdienko@gmail.com

В работе представлен обзор и классификация основных типов автономных необитаемых подводных аппаратов по назначению, архитектуре, принципу движения, размерам и т.д. Анализируются их технические характеристики и возможности. Отмечается особая важность подобной техники для формирования сети непрерывного морского мониторинга. Представлен обзор основных типов надводных автономных необитаемых аппаратов. Данный класс техники представлен меньшим разнообразием, чем подводные аппараты. Тем ни менее, к 2040 году планируется, что большинство надводных грузовых судов будут безэкипажными. Отмечаются основные трудности создания автономной необитаемой мобильной надводной и подводной техники. Наиболее актуальными задачами на сегодняшний момент являются: алгоритмы автономного функционирования, связь, групповое взаимодействие, навигация без спутниковых данных.

Ключевые слова: *Автономные необитаемые подводные аппараты, АНПА, автономные необитаемые надводные аппараты, беспилотный катер, подводный планер, волновой планер*

REVIEW OF MARITIME AUTONOMOUS UNMANNED MOBILE SYSTEMS

Anton N. Varyukhin
Maxim A. Ovdienko

Central Aerohydrodynamic Institute (TsAGI)
Radio str., 17, Moscow,
105005, Russian Federation
a.varyukhin@yandex.ru,
m.a.ovdienko@gmail.com

This report presents a review and classification of the main types of autonomous unmanned underwater vehicles to destination, architecture, the principle of motion, size, etc. The analysis of technical characteristics and possibilities is presented. It is noted the particular importance of this technique for forming a continuous network of marine monitoring. The overview of the main types of autonomous unmanned surface vehicles also is presented here. This class of vehicles is represented less variety than underwater vehicles. But it is planned that in 2040 the most of the surface cargo ships will be unmanned and autonomous. The main difficulties in establishing autonomous unmanned mobile surface and underwater technology are highlighted. The most pressing tasks at the moment are algorithms of autonomous functioning, communication, group interaction, navigation without satellite data.

Key words *Autonomous unmanned underwater vehicles, AUV, autonomous unmanned surface vehicles, unmanned boat, underwater glider, waveglider*

БЕСКОНТАКТНЫЕ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЕ СЕНСОРЫ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

С.А. Матюнин
Ю.А. Федотов
О.Г. Бабаев
Д.А. Прилуцкий

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
S.A.Matyunin@yandex.ru

На основе выполненных ранее авторами исследовательских работ и литературного анализа выявлено, что с точки зрения устойчивости к дестабилизирующим факторам, минимизации габаритов и энергопотребления, простоты конструкции и эксплуатационной надежности в жестких и экстремальных условиях наиболее перспективными являются мехатронные системы, оснащенные пассивными волоконно-оптическими сенсорами с закрытым оптическим каналом. В настоящее время в технологически развитых странах ведутся интенсивные научные исследования в области разработки новых типов таких сенсоров. По литературным данным в ближайшие 10-15 лет такие сенсоры на 80...90% покроют потребности атомной энергетики, опасных производств, а также будут активно внедряться в аэрокосмической отрасли, в вооружении и специальной военной технике. Приоритет отдается таким типам волоконно-оптических сенсоров (ВОС), конкурентоспособность которых определяется габаритно-весовыми характеристиками, отсутствием электрических цепей, простотой интеграции в сенсорную сеть, скоростью передачи данных, возможностью аппаратного и функционального резервирования. В работе приводятся характеристики ВОС физических величин с закрытым оптическим каналом, использующих магнитооптический эффект, описываются принципы их реализации, приводятся результаты экспериментальных исследований.

***Ключевые слова**: Пассивные волоконно-оптические сенсоры физических величин с закрытым оптическим каналом для мехатронных систем.*

1 Введение

В настоящее время в технологически развитых странах ведутся интенсивные научные исследования в области разработки новых типов оптических и волоконно-оптических датчиков физических величин как для автоматизированных, так и для роботизированных производств, в т.ч. для взрывоопасных. По оценкам специалистов в ближайшие 10-15 лет такие датчики на 80...90% покроют потребности атомной энергетики, опасных для человека производств, будут активно внедряться в аэрокосмической отрасли, в вооружении и специальной военной технике. Приоритет отдается различным типам волоконно-оптических сенсоров (ВОС), конкурентоспособность которых определяется устойчивостью к электромагнитным воздействиям, привлекательными габаритно-весовыми характеристиками, отсутствием электрических цепей, простотой интеграции в сенсорную сеть, высокой скоростью передачи данных, возможностью аппаратного и функционального резервирования [1-4].

Создание перспективных образцов космической техники также требует решения целого комплекса научно-технических задач, в том числе разработки высокопроизводительных, энергоэффективных, малогабаритных и надежных автономных роботов, работающих в сложных условиях космического пространства.

При эксплуатации робототехнических систем, работающих в широком диапазоне температур (от минус 150°С до плюс 150°С), существует проблема сохранения работоспособности системы и ее метрологических характеристик. Требуются многочисленные датчики контроля положения, перемещения, вибрации. Проблема усложняется при эксплуатации системы и датчиков во взрывопожароопасной среде.

Для автономных роботов, а также управляемых оператором манипуляторов, экзоскелетов важнейшей проблемой является получение достоверной тактильной информации, причем желательно не точечной, а поверхностной (двух- или трехмерной). Разработанные в РФ и за рубежом системы тактильных ощущений не в полной мере удов-

летворяют этим требованиям, а стоимость их возрастает прямо пропорционально числу чувствительных элементов или площади чувствительной поверхности. Существуют проблемы и в разработке систем передачи силомоментных ощущений на оператора.

Для полноценной замены человеческой руки, а по ряду параметров (величина усилий сжатия, масса перемещаемого груза, холодо- и теплостойкость, устойчивость к воздействию внешних вредных воздействий) и превышению ее показателей, нужны миниатюрные высокоэффективные силовые приводы, а также датчики состояния этих приводов, желательно интегрированные в сами приводы.

Однако, несмотря на всю перспективность использования ВОС, не наблюдается их широкого распространения. Это связано как с высокой стоимостью оборудования, необходимого для их производства и функционирования, так и небольшим ассортиментом выпускаемых ВОС. Например, стоимость датчика нагрузки (веса) производства НЦВО Фотоника - 49,9 тыс.рублей, а стоимость трансивера на 8 каналов (спектрометра) даже без специализированного программного обеспечения - 642,0 тыс. рублей. При этом габариты трансивера-спектрометра 500x250x600 мм, габариты датчика Ø70x80 мм, масса датчика - 2кг. Оборудование не является вибро- и ударостойчивым, диапазон эксплуатационных температур от плюс 5 до плюс 40 °С. Совершенно аналогичные характеристики имеет оборудование европейского производства, например, фирмы IbsenFotonics.

Как показали проведенные экспериментальные исследования выпускаемых российскими и иностранными производителями ВОС, наиболее отработанными являются лишь ВОС температуры. Метрологические характеристики датчиков массы, давления, деформации и др., основанные на деформации оптического волокна, оставляют желать лучшего. Практически их чувствительность к температуре существенно выше, чем чувствительность к контролируемой величине. Кроме того, в передаточной характеристике таких датчиков наблюдается неинформационый плоский участок (полка), положение которого резко изменяется при изменении температуры. Эти обстоятельства определяют актуальность работ по созданию нового поколения отечественных оптических и оптоэлектронных датчиков физических величин.

Таким образом, актуальность разработок новых ВОС физических величин определяется как незавершенностью исследований в области создания специализированных ВОС под конкретные задачи управления, так и необходимостью резкого снижения их себестоимости.

2 Опытные образцы ВОС

Ниже в таблице 1 приводятся характеристики ВОС, разработанных для задач промышленной автоматики в НИЛ-53 СГАУ. Поскольку в промышленной автоматике, как правило, практически нет габаритных ограничений, то задача минимизации габаритов датчиков до сих пор не ставилась. Перечисленные ниже датчики изготовлены в количестве по 15 комплектов, установлены в цеху (плохо отапливаемое помещение, до 100% влажность, прямое попадание воды, пыли в большом количестве, взрывоопасное производство) и успешно эксплуатируются в составе автоматизированной системы контроля технологического процесса с января 2014 года.

3 Принцип действия ВОС

Разработанные в СГАУ ВОС основаны на эффекте Фарадея, который заключается в том, что под воздействием продольного магнитного поля наблюдается поворот плоскости поляризации света, проходящего через вещество. Угол фарадеевского вращения φ при напряженности магнитного поля H и длине светового пути в веществе L выражается как

$$\varphi = V_r HL, \qquad (1)$$

где V_r, - постоянная Верде, характеризующая эффект Фарадея для данного вещества.

На рис.1 приведена структурная схема ВОС магнитного поля. Световой поток Φ_0 источника света (светодиод, лазер) с круговой поляризацией через многомодовое оптиче-

ское волокно и поляризатор проходит через магнитооптический элемент (МОЭ), где под воздействием магнитного поля происходит поворот плоскости поляризации на угол φ.

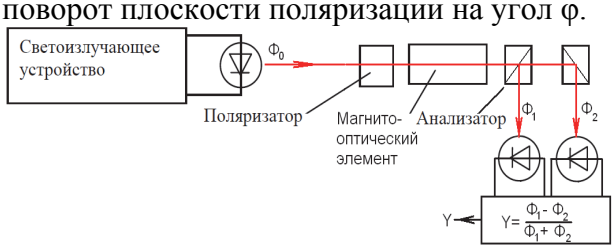


Рисунок 1 – ВОС на магнитооптическом эффекте

Далее световой поток проходит через анализатор, выделяющий две ортогональных составляющих светового потока Φ_1 и Φ_2, которые через многомодовое волокно поступают на фотоприемные устройства. Для уменьшения аддитивной и мультипликативной составляющих погрешностей выходной сигнал вычислительного устройства определяется по выражению:

$$Y = \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{\Phi_1 + \Phi_2} \qquad (2)$$

На рисунке 2 изображена зависимость Y(φ) – кривая 1. Там же изображена зависимость Y(φ) при условии, что:

$$\Phi_1 + \Phi_2 = Const, \qquad (3)$$

поскольку условие (3) часто используется для стабилизации светового потока, проходящего через чувствительный элемент ВОС. Из рис. 2 видно, что кривая 1 и, особенно, кривая 2 далеки от линейной зависимости. Для кривой 2 погрешность нелинейности превышает 42%.

В тоже время возможная существенная линеаризация зависимости Y(φ) без ухудшения стабильности, если вычисления выходного сигнала Y^* ВОС осуществлять по формуле (рис.2 кривая 3):

$$Y^* = \frac{Y}{1 + \alpha \cdot Y} \qquad (4)$$

где $\alpha \approx 0{,}462$. По[illegible] нелинейности при этом не превышает 1%.

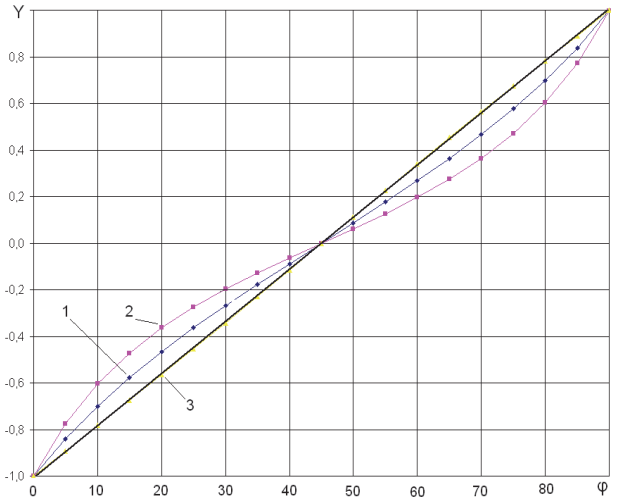


Рисунок 2 – Зависимость выходного сигнала ВОС от угла поворота φ. 1 – расчет по формуле (2); 2 – расчет по формуле (2) с учетом (3);. 3 – расчет по формуле (4);

В разработанных в СГАУ ВОС используются кристаллы на железо-иттриевых гранатах, обладающие на сегодняшний день наибольшей постоянной Верде.

4 Экспериментальные исследования

Экспериментально исследовались передаточная и температурная характеристики ВОС.

На рисунке 3 изображены экспериментальные зависимости Φ_1 ,Φ_2.

На рисунке 4 изображена зависимость Y(φ).

На кривых рисунков 3, 4 хорошо заметен гистерезис зависимостей при увеличении - уменьшении напряженности магнитного поля, обусловленный гистерезисом магнитооптических свойств ЖИГ.

В результате экспериментальных исследований установлено, что величина гистерезиса существенно уменьшается для ЖИГ (рисунок 4) с большой величиной индукции насыщения (до ед. процента для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 2000 Э) и существенно возрастает для ЖИГ (рисунок 5) высокой чувствительности (до 50% для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 30 Э).

На рисунке 6 приведены экспериментальные температурные зависимости выходного сигнала ВОС Φ_1 от напряженности магнитного поля для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 500 Э. Приведенный температурный коэффициент 0,13 %/°C.

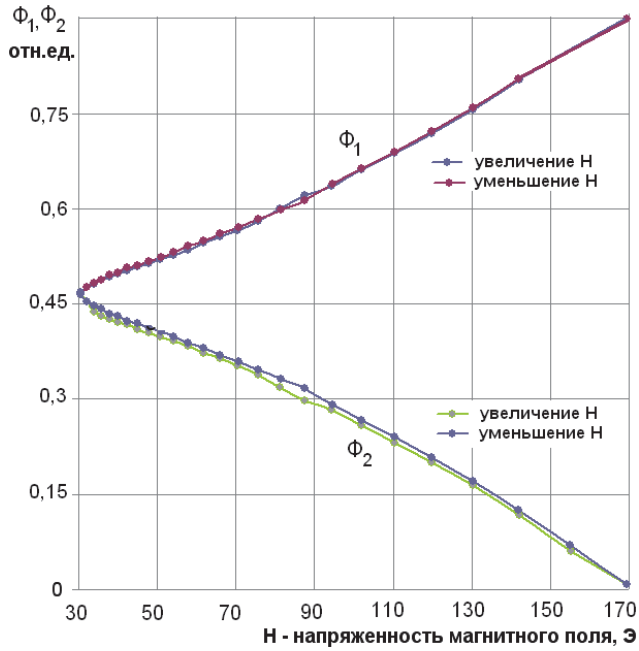


Рисунок 3 – Зависимость оптических сигналов Φ_1 ,Φ_2 от напряженности магнитного поля.

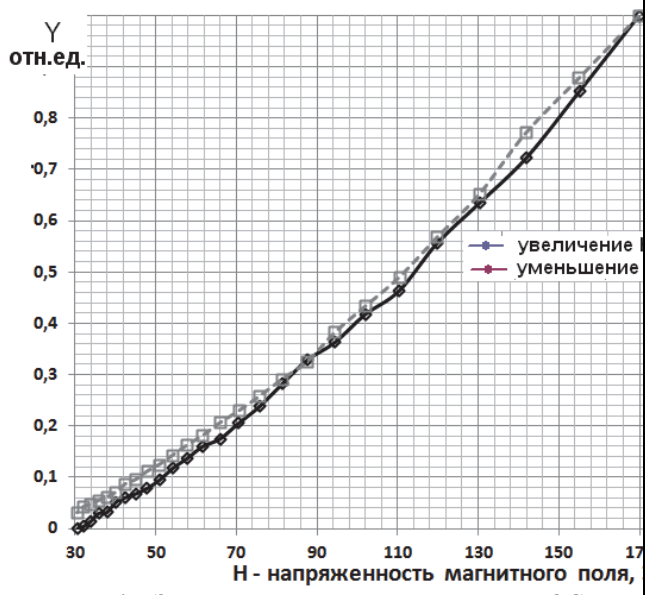


Рисунок 4 – Зависимость выходного сигнала ВОС Y от напряженности магнитного поля % для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 500 Э.

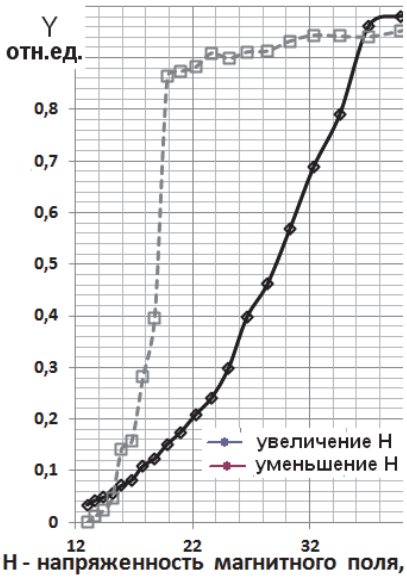


Рисунок 5 – Зависимость выходного сигнала ВОС Y от напряженности магнитного поля для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 30 Э.

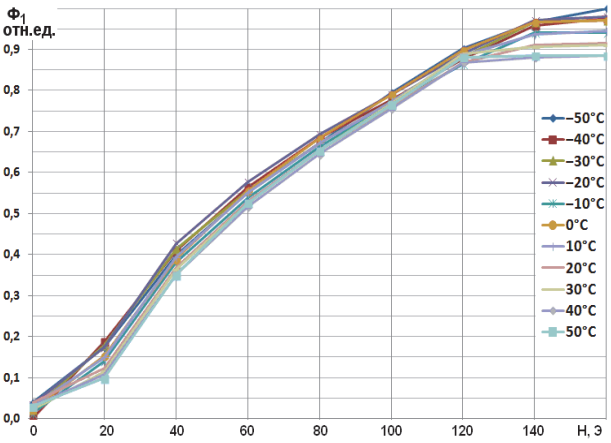


Рисунок 6 – Температурные зависимости выходного сигнала ВОС Y от напряженности магнитного поля для ЖИГ с индукцией насыщения Hs= 500 Э.

5 Заключение

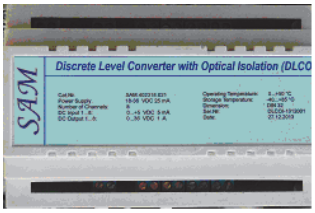
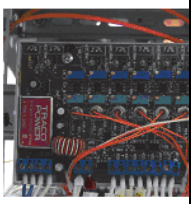
1. Проведенные экспериментальные исследования позволили разработать ряд ВОС и трансиверов, успешно прошедших испытания в промышленных условиях эксплуатации.

2. Требуется дальнейшая отработка технологии изготовления МОЭ, которая должна быть направлена на уменьшение гистерезиса магнитооптических свойств, особенно высокочувствительных кристаллов с малой индукцией насыщения, и на улучшение их температурной стабильности.

3. Таблица 1. Характеристики ВОС разработки НИЛ-53

Тип	Основные характеристики	Цена, т.р.
1	2	3
Датчик вибрации на базе волоконно-оптического чувствительного элемента	1. Ø6x8 мм 2.длина волоконно-оптического кабеля до 10м 3. влагозащищенный упрочненный кевларом волоконно-оптический кабель Ø3 мм ММ (62.5/125), оконцованный волоконно-оптическими разъемами FC/PC 4. IP 67 5. частота вибрирующей поверхности до 200Гц 6. зазор между датчиком и вибрирующей поверхностью до 30 мм 7. контролируемая амплитуда вибрации до 3мм 8. класс точности 1,0 9. рабочая температура от минус 30 до +60°С 10. температура хранения от минус 60 до +85°С 	8
Датчик оборотов (скорости вращения вала)	1. Ø10x20 2. длина волоконно-оптического кабеля до 10м 3. влагозащищенный упрочненный кевларом волоконно-оптический кабель Ø3 мм ММ (62.5/125), оконцованный волоконно-оптическими разъемами FC/PC 4. чувствительный элемент в защитном алюминиевом корпусе 5. IP 67 6. диапазон контролируемых скоростей до 12000 об\мин 7. зазор между датчиком и контролируемым валом от 0 до 25 мм 8. рабочая температура от минус 30 до + 60°С 9. температура хранения от минус 60 до +85°С 	8

Продолжение таблицы 1

1	2	3
Концевой выключатель	1. габариты 85x60x26 2. длина волоконно-оптического кабеля до 10м 3. влагозащищенный упрочненный кевларом волоконно-оптический кабель Ø3 мм ММ (62.5/125), оконцованный волоконно-оптическими разъемами FC/PC 4. в защитном алюминиевом корпусе 5. ход подвижного штока от 0 до 25 мм 6. рабочая температура от 0 до +50 °С 7. температура хранения от минус 40 до +85°С 	9
8-ми канальный трансивер к датчику оборотов	1. габариты 135x85x40 2. крепление на DIN-рейку 3. волоконно-оптические разъемы FC/PC 4. клеммные электрические соединители 5. количество контролируемых каналов – 8 6. напряжение питания +18…36 VDC 7. Ток потребления 0,025А 8. выходной сигнал – дискретный гальванически развязанный (8 каналов) транзисторный с открытым коллектором 9. ток нагрузки не более 1А 10. напряжение питания выходных каскадов не более 60 VDC 11. рабочая температура от 0 до +50°С 12. температура хранения от минус 40 до +85°С 13. IP 20  	13
8-ми канальный трансивер к концевым выключателям	1. габариты 135x85x40 2. крепление на DIN-рейку 3. волоконно-оптические разъемы FC/PC 4. клеммные электрические соединители 5. количество контролируемых каналов – 8 6. напряжение питания +18…36 VDC 7. Ток потребления 0,025А 8. выходной сигнал – дискретный гальванически развязанный (8 каналов) транзисторный с открытым коллектором 9. ток нагрузки не более 1А 10. напряжение питания выходных каскадов не более 60 VDC 11. рабочая температура от минус 0 до + 50°С 12. температура хранения от минус 40 до +85°С	

Список использованных источников

[1] Кульчин Ю.Н. (1999) Распределенные волоконно-оптические датчики и измерительные сети. Дальнаука. с. 283.
[2] Буймистрюк Г.Я. (2011) Принципы построения интеллектуальных волоконно-оптических датчиков. Фотон-экспресс. 6(94), 2011, с.33-34.
[3] Окоси Т., Окамато К., Оцу М и др.(1990) Волоконно-оптические датчики, Л., пер. с японского.
[4] Гармаш В.Б., Егоров Ф.А. и др. (2005) Возможности, задачи и перспективы волоконно-измерительных систем в современном приборостроении. Спецвыпуск «ФОТОН-ЭКСПРЕСС». Наука. № 6, с.128-140.
[5] Берикашвили В.Ш., Чижов В.С., Яковлев М.Я. (2002). Волоконно-оптические датчики на пленках ЖИГ с BI для измерения напряженности магнитного поля и силы тока. Журнал радиоэлектроники РАН № 4.
[6] Гижевский Б.А., Сухоруков Ю.П. и др.(2009). Оптические и магнитооптические свойства наноструктурного железо-иттриевого граната. Физика твердого тела, том 51, вып. 9, с. 1729-1734.

CONTACTLESS FIBER AND OPTICAL SENSORS FOR MEHATRONNY SYSTEMS

Sergey A. Matyunin
Yuriy A. Fedotov
Orhan G. Babaev
Dmitry A. Prilutsky

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086, Russian Federation
S.A.Matyunin@yandex.ru

On the basis of the research works performed earlier by authors and the literary analysis it is revealed that from the point of view of resistance to destabilizing factors, minimization of dimensions and power consumption, simplicity of a design and operational reliability in severe and extreme constraints the most perspective are mechanotronic systems equipped passive fiber-optical sensors with the closed optical channel. Now in technologically developed countries intensive scientific researches in the field of development of new types of such sensors are conducted. According to literary data in the next 10-15 years such sensors on 80... 90% will cover requirements of the nuclear power, dangerous productions, and also will actively take root in space branch, in arms and special military equipment.

The priority is given to such types of the fiber-optical sensors (FOS) which competitiveness is defined by dimensional and weight characteristics, lack of electric chains, simplicity of integration into a touch network, data transmission speed, possibility of hardware and functional reservation.

Characteristics of FOS of physical quantities are provided in work with the closed optical channel, using magnetooptical effect, the principles of their realization are described, results of pilot studies are given.

Key words: *Passive fiber-optical sensors of physical quantities with the closed optical channel for the mechanotronic systems.*

References

[1] Kolchin YU. (1999) Distributed fiber-optic sensors and measuring network. Dalnauka. S. 283.

[2] Buymistruk GY (2011) Principles of intelligent fiber-optic sensors. Photon-Express. 6(94), 2011, pp.33-34.

[3] Okosi So, Okamoto K., Otsu M and others(1990) Fiber-optic sensors, L., trans. from the Japanese.

[4] Garmash V.B. have been, Egorov FA and others (2005) Opportunities, challenges and prospects fiber measurement systems in modern instrumentation. The special edition of "PHOTON-EXPRESS". The science. No. 6, s-140.

[5] Berikashvili V.Sh., Chizhov V.S., Yakovlev MA (2002). Fiber-optic sensors on the YIG films with BI for measuring the magnetic field and current. Journal of radio electronics of RAS № 4.

[6] Gizewski B.A., P. Sukhorukov and others(2009). Optical and magneto-optical properties of nanostructured same-let yttrium-iron garnet. Physics of the solid state vol. 51, vol. 9, S. 1729-1734.

ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЕ СЕНСОРЫ НА МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ПЛЕНКАХ ФЕРРИТ-ГРАНАТОВ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

С.А. Матюнин
Ю.А. Федотов
О.Г. Бабаев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет) (СГАУ)
Московское шоссе, 34
г. Самара, Российская Федерация
443086
S.A.Matyunin@yandex.ru

М.К. Вирченко
М.Ю. Гусев
Н.С. Неустроев

ЗАО НИИ Материаловедения
проезд 4806, дом 4, строение 2
Зеленоград, г. Москва,
Российская Федерация, 124460
info@niimv.ru

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию магнитооптических свойств висмутсодержащих монокристаллических пленок феррит-гранатов (Bi:ФГ-пленки), используемых в чувствительных элементах волоконно-оптических датчиков (ВОД) магнитного поля для сенсоров мехатронных систем. Приведена структурная схема экспериментального стенда и методика измерения. Изучен магнитооптический эффект в ряде образцов Bi:ФГ-пленок с различной толщиной эпитаксиального слоя и выполненных по различным технологиям, установлено наличие и измерена величина гистерезиса магнитооптических свойств. Даны рекомендации по конструкции разрабатываемого датчика.

***Ключевые слова**: феррит-гранат, магнитооптический эффект, чувствительный элемент, волоконно-оптический датчик, магнитное поле, поляризатор.*

1 Введение

В условиях высоких требований пожаро- и взрывобезопасности систем контроля и управления различными объектами перспективно использование волоконно-оптических датчиков (ВОД). Их преимущество заключается в принципиальной электронейтральности, т.е. в отсутствии электрических сигналов в непосредственной близости от точки измерения.

Одним из перспективных направлений развития ВОД признано использование в них магнитооптического эффекта (вращение плоскости поляризации электромагнитных волн в веществе под действием продольного магнитного поля). Установлено, что этот эффект наиболее сильно проявляется в висмутсодержащих монокристаллических пленках феррит-гранатов (Bi:ФГ-пленках) для видимого диапазона длин волн. Следует также отметить, что чувствительные элементы на основе тонких Bi:ФГ-пленок могут иметь малые размеры и слабо влиять на распределение магнитного поля в волноводах [1].

Висмутсодержащие монокристаллические пленки феррит-гранатов представляют собой прозрачные монокристаллические слои, выращиваемые методом жидкофазной эпитаксии на немагнитной подложке. Магнитные и магнитооптические свойства Bi:ФГ-пленок можно регулировать в широких пределах путем изменения условий получения, состава и последующей обработки. Лучшим материалом является висмутсодержащий феррит-гранат $R_{3-x}Bi_xFe_{5-y}M_yO_{12}$, где R_{3-x} – комбинация редкоземельных элементов; M–Ga, Al и микродобавки элементов с незаполненной d-оболочкой. Рабочий слой Bi:ФГ толщиной 1-100 мкм выращивается методом жидкофазной эпитаксии на жесткой плоской прозрачной пластине (подложке) немагнитного гадолиний-галлиевого граната $Gd_3Ga_5O_{12}$ толщиной порядка 0,5 мм.

Bi:ФГ-пленки обладают аномально большим удельным вращением плоскости поляризации света и высокой прозрачностью. Магнитооптические свойства Bi:ФГ зависят, в основном, от содержания висмута.

Важнейшей характеристикой магнитооптических Bi:ФГ-пленок является их магнитная анизотропия. Положение направлений легкого намагничивания в пленке определяется минимумом анизотропной части свободной энергии, включающей в себя энергию кубической анизотропии E_c, одноосной анизотропии E_u, энергии взаимодействия магнетика с внешним магнитным полем E_m=

- (M, H) и энергии магнетика в собственном размагничивающем поле

E_d= - (M, H_d)/2, где H_d - собственное размагничивающее поле. Для тонких пленок при ориентации вектора M вдоль нормали к плоскости пленки значение E_d максимально $E_d(max) \cong \pi M_S^2$ и близко к нулю при ориентации M в плоскости образца.

Цель экспериментальных исследований заключается в определении оптических свойств Bi:ФГ-пленок, выполненных по различным технологиям, для их использования в ВОД.

2.Экспериментальное исследование

2.1. Описание экспериментального стенда

Структурная схема экспериментального стенда для исследования магнитооптических свойств Bi:ФГ-пленок приведена на рисунке 1.

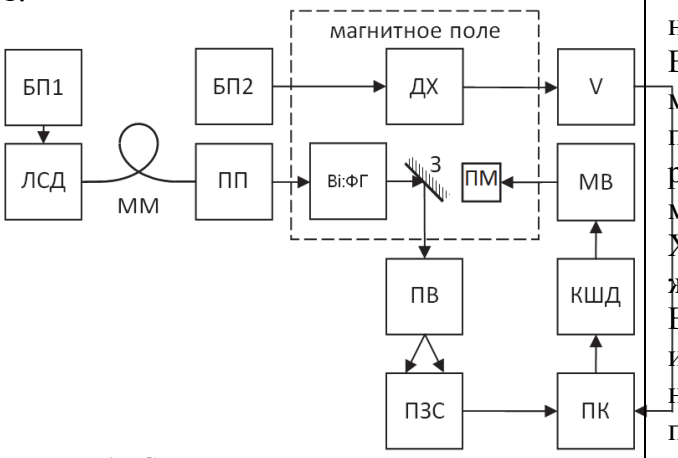


Рисунок 1 - Структурная схема экспериментального стенда

Лазерный светодиод (ЛСД) питается от блока питания БП1 и через многомодовое соединительное оптоволоконно (ММ) создает коллимированный пучок света с круговой поляризацией длиной волны 650 нм и мощностью 5 мВт. Пучок света проходит через плёночный поляризатор (ПП) и Bi:ФГ (ЖИГ). ПП и Bi:ФГ жёстко закреплены в одной поворотной оправе, с помощью которой задаётся начальный угол поляризации пучка света. Далее пучок света отражается от зеркала и разделяется призмой Волластона (ПВ) на две составляющие с ортогональной поляризацией $\vec{E}_{ЖИГx}$ и $\vec{E}_{ЖИГy}$, которые фиксируются ПЗС–матрицей (измеряются величины световых потоков $\vec{E}_{ЖИГx}$ и $\vec{E}_{ЖИГy}$) цифровой видеокамеры (ПЗС). Видеокамера подключена к персональному компьютеру (ПК), с помощью которого производится настройка параметров видеокамеры (разрешение, частота кадров, время выдержки, баланс цветов, усиление) и цифровая обработка видеопотока.

Зеркало (З) устанавливается под углом 45 град для минимизации зазора между постоянным магнитом (ПМ) и Bi:ФГ. ПЗС–матрица регистрирует изменение интенсивностей падающих на неё пучков света. Величина зазора между ПМ и Bi:ФГ устанавливается с помощью моторизованного винта (МВ) 8MS00-25 фирмы Standa с разрешением по шагу 1,25 мкм и диапазоном перемещения 25 мм. МВ управляется контроллером шагового двигателя (КШД) 8SMC3-RS232 фирмы Standa. С помощью ПК программно задаются параметры перемещения: направление перемещения, количество шагов за одно перемещение и количество перемещений. С изменением зазора между ПМ и Bi:ФГ меняется величина напряженности магнитного поля и, соответственно, в Bi:ФГ-пленке происходит поворот плоскости поляризации [2,3]. Величина напряженности магнитного поля регистрируется датчиком Холла (ДХ) Honeywell SS495A1, расположенным в непосредственной близости от Bi:ФГ. ДХ подключен к блоку питания БП2 и обеспечивает измерение индукции магнитного поля в диапазоне (-670...+670) Гаусс при чувствительности 3,125 мВ/Гс. Показания с ДХ снимаются при помощи цифрового вольтметра (V), подключенного к ПК. Управление МВ, запись показаний вольтметра и обработка видеопотока производится программой, написанной в среде Matlab2010. Обработка видеопотока и настройка параметров видеокамеры осуществляется при помощи Image Acquisition Toolbox, встроенного в Matlab2010 [4].

Принцип работы оптического тракта, включающий ЛСД, ММ, ПП, Bi:ФГ и ПВ, отображен на рисунке 2.

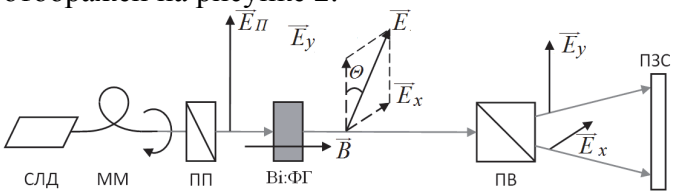


Рисунок 2 - Схема оптического тракта экспериментального стенда

Свет от ММ с круговой поляризацией проходит через ПП, который выделяет $\vec{E}_{П}$ - составляющую. Под воздействием продольного магнитного поля $\vec{B}$ в Bi:ФГ-пленке происходит поворот плоскости поляризации $\vec{E}_{П}$ на угол Θ. ПВ производит деление луча с поляризацией $\vec{E}_{ЖИГ}$ на два луча с ортогональной поляризацией $\vec{E}_{ЖИГx}$ и $\vec{E}_{ЖИГy}$. В зависимости от значения индукции наведенного на Bi:ФГ магнитного поля $\vec{B}$ изменяется угол поворота плоскости поляризации Θ, и, соответственно, изменяется соотношение между векторами $\vec{E}_{ЖИГx}$ и $\vec{E}_{ЖИГy}$.

2.2. Методика проведения эксперимента

При проведении эксперимента выполняется определенная последовательность действий.

Первоначально производится установка исследуемого образца Bi:ФГ в отсутствии ПМ. С помощью поворотной оправы ПП добиваемся максимальной интенсивности одного из световых пятен на ПЗС. При этом пиксели ПЗС не должны уходить в насыщение. Соблюдение данного условия обеспечивается регулировкой времени выдержки видеокамеры в управляющей программе.

Затем устанавливается угол начальной поляризации ПП так, чтобы интенсивности световых пучков ортогональной поляризаций были равны.

Производится установка ПМ на шток МВ.

После настройки стенда в управляющей программе задаются направление, диапазон и количество перемещений моторизованного винта.

Производится запуск стенда. После каждого перемещения зазор между ПМ и Bi:ФГ уменьшается.

ПЗС–матрица регистрирует изменение интенсивностей падающих на неё пучков света. Результаты измерений автоматически заносятся в таблицу.

Для уменьшения аддитивных и мультипликативных составляющих погрешности измерений программа рассчитывает отношение интенсивностей согласно известной формуле (1):

$$Y = \frac{I_1 - I_2}{I_1 + I_2}, \qquad (1)$$

где Y - отношение интенсивностей пучков света; I_1 - интенсивность первого пучка света; I_2 - интенсивность второго пучка света.

Затем осуществляется программный опрос цифрового вольтметра, и рассчитывается значение напряженности магнитного поля H, действующего на Bi:ФГ:

$$H = \frac{4\pi \cdot 10^{-3} \cdot (U - U_{бмп})}{\mu \cdot \mu_0 \cdot S}, \qquad (2)$$

где H - напряженность магнитного поля, Эрстед; U - выходное напряжение датчика Холла, В; $U_{бмп}$ - выходное напряжение датчика Холла при отсутствии воздействия магнитного поля, В; μ=1,000038 - магнитная проницаемость воздуха; μ_0=1,25663706·10^{-6} - магнитная проницаемость вакуума; S=31,25 В/Тл - чувствительность датчика Холла.

Для определения гистерезиса магнитооптических свойств Bi:ФГ при достижении минимального зазора между Bi:ФГ и ПМ, МВ начинает обратное перемещение.

По результатам измерений напряженности магнитного поля, интенсивности двух пучков света строятся графические зависимости: $I_{1пр}(H)$, $I_{1обр}(H)$, $I_{2пр}(H)$, $I_{2обр}(H)$ - интенсивности первого и второго пучков света при прямом и обратном движении МВ, соответственно; $Y_{пр}(H)$, $Y_{обр}(H)$ - отношение интенсивностей пучков света при прямом и обратном движении МВ, соответственно.

2.3. Результаты измерений

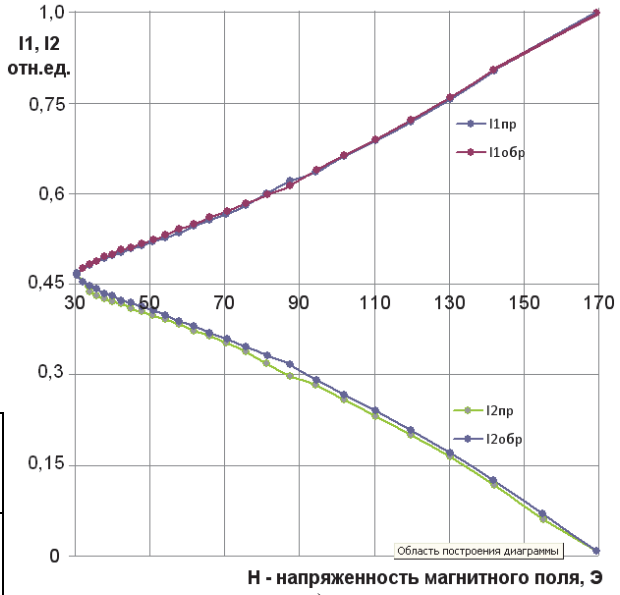
Проводились исследования магнитооптических свойств (чувствительность, гистерезис, диапазон линейности, пропускание) образцов Bi:ФГ марок ШОТА 8-12 (Bi,Lu,Gd)3,(Fe,Ga)5O12, 4πMs=950Гс, Hs=500Э), ФУЩИ 75-262 (Bi,Lu)3,(Fe,Ga)5O12, 4πMs=350Гс, Hs=85Э), ЮЛЬ 8-1 (Bi,Y)3,(Fe,Ga)5O12, 4πMs=100Гс,Hs=30Э), выращенных в НИИ Материаловедения, г. Зеленоград.

На рисунках 3-5 приведены экспериментальные зависимости $I_{1пр}(H)$, $I_{1обр}(H)$, $I_{2пр}(H)$, $I_{2обр}(H)$, $Y_{пр}(H)$, $Y_{обр}(H)$ для образцов Bi:ФГ марок ШОТА 8-12 (Hs=500Э), ФУЩИ 75-262 (Hs=85Э), ЮЛЬ 8-1 (Hs=30Э). Результаты измерений приведены в таблице 1.

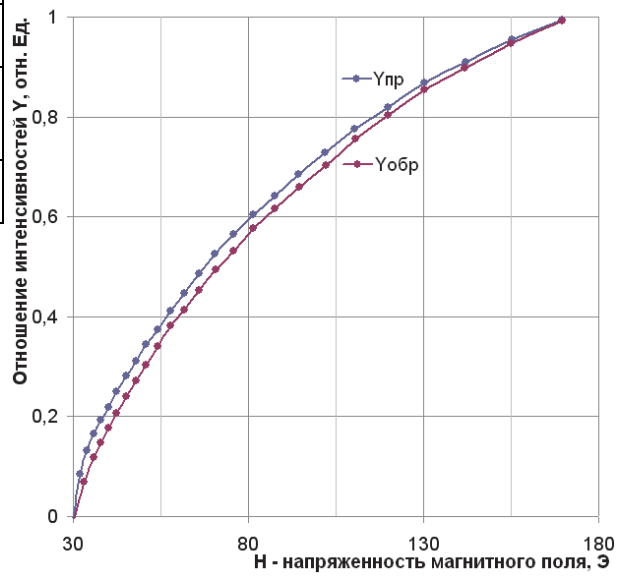
Таблица 1 – экспериментальные характеристики образцов Bi:ФГ.

Марка Bi:ФГ	Диапазон чувствительности Bi:ФГ, Э	Диапазон исследований, Э	Чувствительность, отн. ед./Э		Гистерезис, Э	
			для $I_{1пр}$	для $Y_{пр}$	для $I_{1пр}$	для $Y_{пр}$
ШОТА 8-12	0-500	30-170	0,008	0,01	8	0,2
ФУЩИ 75-262	0-85	12-65	0,06	0,07	2	1
ЮЛЬ 8-1	0-30	12-65	0,053	0,09	16	10

Гистерезис магнитооптических свойств Bi:ФГ обусловлен, в основном, изменением полосовой доменной структуры Bi:ФГ при прямом и обратном изменении напряженности магнитного поля [5]. Кроме того, при воздействии магнитного поля на Bi:ФГ кроме изменения поляризации прошедшего излучения, происходящего вследствие магнитооптического эффекта, изменяется коэффициент пропускания Bi:ФГ из-за вариации доменной структуры Bi:ФГ. На рисунке 6 приведены изображения полосовой доменной структуры Bi:ФГ марки ЮЛЬ 8-1 (Hs=30Э), полученные с помощью микроскопа Биомед-5П с объективом 20х. При отсутствии магнитного поля соотношение светлых и темных полей Bi:ФГ (рис. 6-а) примерно одинаковое. При воздействии сильных магнитных полей площадь темных полос минимальна (рис.6-в), и пластина Bi:ФГ становится максимально прозрачной для проходящего пучка света.

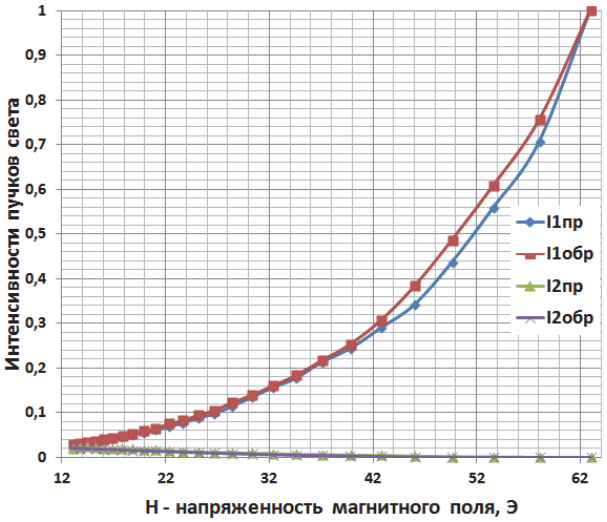


а)

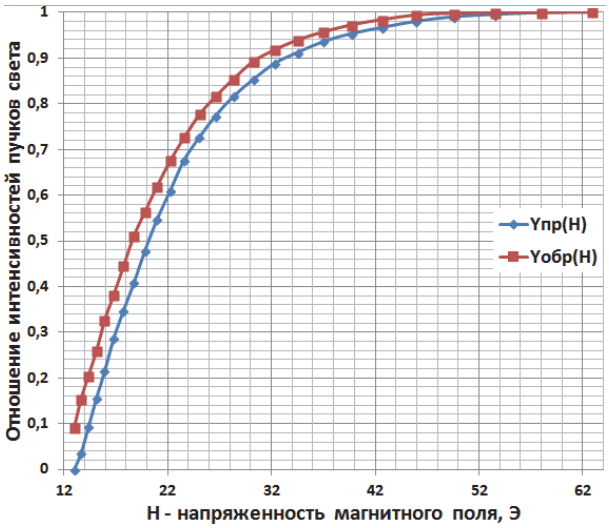


б)

Рисунок 3 - Магнитооптические свойства образца Bi:ФГ марки ШОТА 8-12 (Hs=500Э): а - зависимость интенсивностей I_1, I_2 от напряженности магнитного поля; б - зависимость отношения интенсивностей Y от напряженности магнитного поля

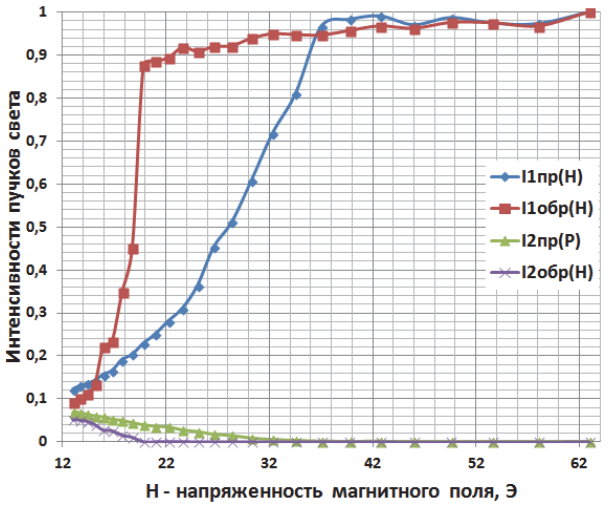


а)

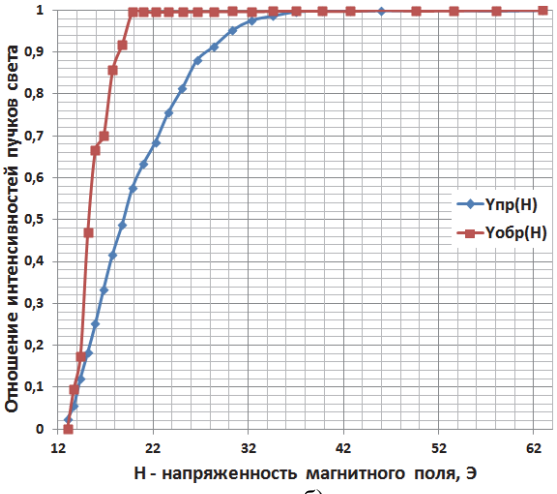


б)

Рисунок 4 - Магнитооптические свойства образца Bi:ФГ марки ФУЩИ 75-262 (Hs=85Э): а - зависимость интенсивностей I_1, I_2 от напряженности магнитного поля; б - зависимость отношения интенсивностей Y от напряженности магнитного поля



а)

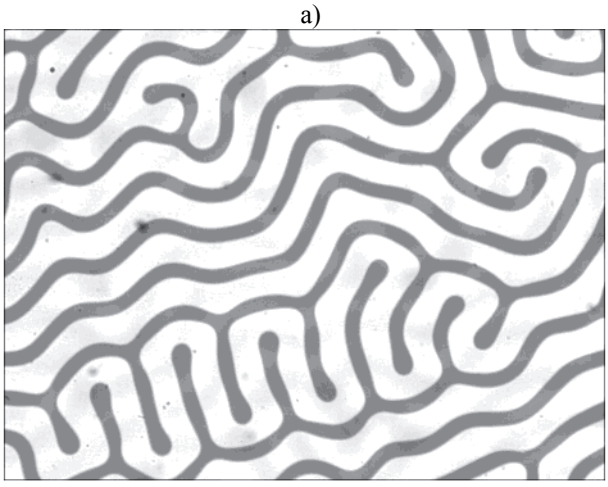


б)

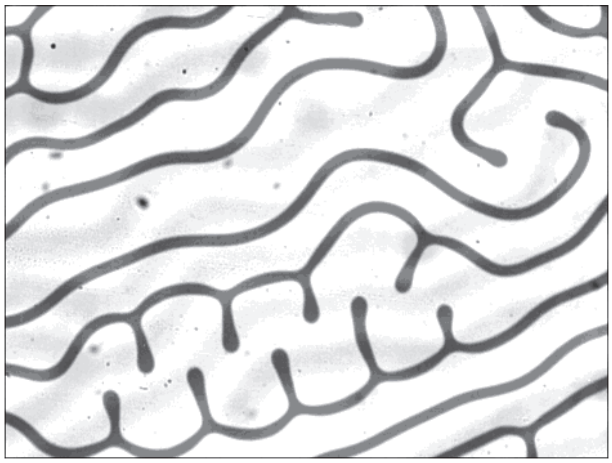
Рисунок 5 - Магнитооптические свойства образца Bi:ФГ марки ЮЛЬ 8-1 (Hs=30Э): а - зависимость интенсивностей I_1, I_2 от напряженности магнитного поля; б - зависимость отношения интенсивностей Y от напряженности магнитного поля



а)



б)



в)

Рисунок 6 – Вид структуры Bi:ФГ марки ЮЛЬ 8-1 в поляризационном микроскопе: а - полосовая доменная структура в отсутствии магнитного поля; б - полосовая доменная структура при воздействии магнитного поля (середина рабочего диапазона); в - полосовая доменная структура в сильном магнитном поле (режим насыщения структуры)

Структурная схема экспериментального стенда для исследования температурной стабильности Bi:ФГ приведена на рисунке 7. Здесь кристалл Bi:ФГ помещался в центр соленоида, создающего магнитное поле. Вся эта конструкция помещалась в климатическую камеру холода, тепла, влаги ЗИКО КХТВ 64 М. Испытание производится в диапазоне температур от минус 50^0C до плюс 50^0C с шагом 10^0C. Ток питания соленоида $\boldsymbol{i}$ в диапазоне от нуля до 0,08А изменялся с шагом 0,01А, что соответствует изменению напряженности магнитного поля H от нуля до 160 Э.

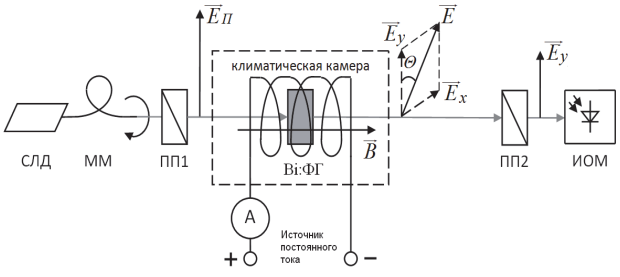


Рисунок 7 - Схема экспериментального стенда для измерения температурной стабильности Bi:ФГ

На рисунке 8 приведены температурные зависимости оптической мощности Y, регистрируемой измерителем оптической мощности (ИОМ), для Bi:ФГ марки ШОТА 8-12.

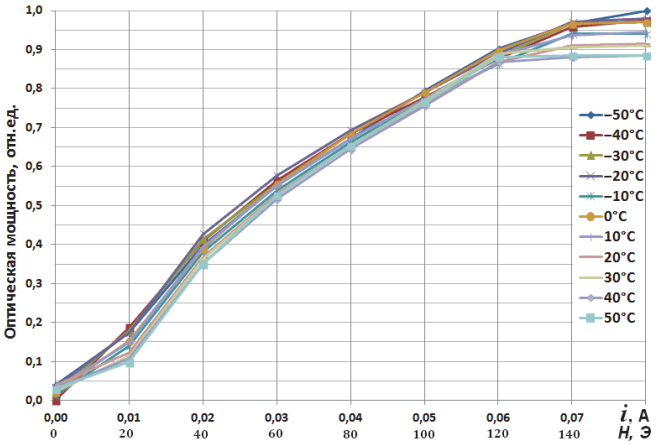


Рисунок 8 –Температурные изменения пропускания ЖИГ

Как видно из рис. 8, с ростом температуры уменьшается пропускание Bi:ФГ. Температурный коэффициент изменения пропускания порядка 0,06 %/град.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из результатов проведенных исследований следует, что:

- кристаллы Bi:ФГ могут быть использованы для реализации чувствительных элементов оптических датчиков магнитного поля высокой чувствительности;
- требуется дальнейшая отработка технологии изготовления Bi:ФГ, которая должна быть направлена на уменьшение гистерезиса магнитооптических свойств Bi:ФГ, особенно высокочувствительных кристаллов с малой индукцией насыщения;
- требуется дальнейшая отработка технологии изготовления Bi:ФГ, которая должна быть направлена на улучшение температурной стабильности Bi:ФГ;
- требуется дальнейшая отработка технологии изготовления Bi:ФГ-пленок, направленная на увеличение фарадеевского вращения и уменьшения оптического поглощения Bi:ФГ-пленок.

Список использованных источников

[1] Берикашвили В.Ш., Чижов В.С., Яковлев М.Я. (2002) Волоконно-оптические датчики на пленках ЖИГ с ВІ для измерения напряженности магнитного поля и силы тока. Журнал радиоэлектроники РАН № 4.

[2] Гижевский Б.А., Сухоруков Ю.П. и др.(2009) Оптические и магнитооптические свойства нанострук-

турного железо-иттриевого граната. Физика твердого тела, том 51, вып. 9, с. 1729-1734.
[3**]** Рандошкин В.В., Червоненкис А.Я. (1990) Прикладная магнитооптика. Энергоатомиздат, 320 с.
[4**]** http://matlab.exponenta.ru/imageacquis/index.php [Электронный ресурс]
[5] А. Л. Хвалин, Обобщённая модель магнитной микроструктуры полосовых доменов в плёнках железо - иттриевого граната (2013) Вестник ТОГУ, №1 (28), с. 35-44.

Sergey A. Matyunin
Yuriy A. Fedotov
Orhan G. Babaev

Samara State Aerospace University (SSAU)
Moskovskoe shosse, 34
Samara, 443086
Russian Federation
S.A.Matyunin@yandex.ru

M.K. Virchenko
M.Yu. Gusev
N.S. Neustroev

JSC Scientific Research Institutes Materialovedeniya
journey 4806, house 4, structure 2
Zelenograd,
Moscow, Russian Federation,
124460 info@niimv.ru

FIBER OPTICAL SENSORS ON MONO-KRISTALLICHESKIH FILMS OF GARNET FERRITES FOR MEKHATRONNY SYSTEMS

This work is devoted to the experimental investigation of the magneto-optical properties of yttrium-iron garnet used as a sensitive element of a fiber-optical magnetic field sensor. The block diagram of the experimental stand and methods of measurement are described. The magneto-optical effect in some YIG samples with different thickness of epitaxial layer is studied, presence of a magnetooptical properties hysteresis is established and its value is measured. Design recommendations for the developed sensor are given.

***Ключевые слова**: ferrite-garnet, magneto-optical effect, sensitive element, optical fiber sensor, magnetic field, polarizer.*

References

[1] Berikashvili V. Sh., Chizhov V. S., Yakovlev M. Ya. (2002) Fiber-optical sensors on ZhIG films with BI for measurement of intensity of a magnetic field and current. Magazine of radio electronics of the Russian Academy of Sciences No. 4.
[2] Gizhevsky B. A. Sukhorukov Yu.P. etc. (2009) Optical and magnetooptical properties of nanostructural iron-yttrium pomegranate. Physics of a solid body, volume 51, вып. 9, page 1729-1734.
[3] Randoshkin V. V., Chervonenkis A.YA. (1990) Applied magneto-optics. Energoatomizdat, 320 pages.
[4] http://matlab.exponenta.ru/imageacquis/index.php [Electronic resource]
[5] A. L. Hvalin, the Generalized model of a magnetic microstructure of strip domains in films iron - yttric the TOGA Bulletin grenade (2013), No. 1 (28), page 35-44.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

Altare G. 592
Bertucci A. 600
Handroos H. 632
Huhtala K. 610, 618
Jacazio G. 600
Kurka P.R.G. 627
Linjama M. 610, 618
Mornacchi A. 600
Murrenhoff H. 653
Paloniitty M. 610, 618
Pandolfo V. 632
Rafikov M. 627
Rafikova E. 627
Rakova E. 646
Roozbahani H. 632
Sorli M. 600
Tarres A.B. 632
Tiainen L. 610
Vacca A. 592
Vukovic M. 653
Weber J. 646
Абульханов С.Р. 704
Азязов В.Н. 463
Антоненко В.И. 537
Антюхов И.В. 92
Афанасьев А.В. 529, 572
Афанасьева О.С. 379
Ахмедьянова Е.Н. 145, 714
Бабаев О.Г. 731, 737
Базиненков А.М. 346
Балякин В.Б. 176, 291, 324
Барманов И.С. 151, 170
Батанов Н.В. 244
Бачурин А.Б. 682
Берестовицкий Э.Г. 556, 664
Блюмин К.В. 152
Бобровницкий Ю.И. 351
Бондаренко М.Э. 677
Бондарчук П.В. 289
Бояров К.В. 67, 169, 289
Братчинин Д.С. 237
Букатый А.С. 427, 431
Букатый С.А. 427
Букин В.А. 688
Быстров Н.Д. 486
Вакулюк В.С. 372, 379
Варюхин А.Н. 730
Васильев А.В. 55, 318, 330
Верещагин И.М. 68, 98
Виноградов А.С. 129
Вирченко М.К. 737
Воинова В.В. 230
Волкова Н.В. 513
Воротников Г.В. 36
Габов Д.В. 230
Газизуллин Р.К. 452
Галевко В.В. 493
Галевко Ю.В. 14
Гартиг Е.Б. 555
Гаспаров М.С. 584
Гафуров С.А. 82
Гимадиев А.А. 352
Гимадиев А.Г. 112, 152, 237, 358, 486, 584
Гимадиев М.А. 352
Гладилин Ю.А. 664
Голованов В.И. 404, 513
Горина Л.Н. 308, 340
Гребнев Д.Н. 480
Гребнев Н.Е. 480
Грешняков П.И. 358, 584, 718
Громаковский Д.Г. 397
Гулиенко А.И. 183
Гусев М.Ю. 737
Гюнал И. 443
Давыдов Д.П. 67
Даниленко П.А. 151, 170
Дао Тхе Ань 658
Денискина Е.А. 427
Дымочкин Д.Д. 658
Дьяченко М.И. 670
Егоров Ю.В. 572
Ермаков А.И. 67, 169, 289
Ермилов М.А. 325, 544, 550, 556
Ермошкин А.З. 352
Жданов С.А. 340
Жужукин А.И. 516
Журавлев О.А. 724
Завершинский Д.И. 74
Загидуллин М.В. 48, 476, 521
Замтфорт Б.С. 137
Злобин А.С. 379
Иванов А.В. 31
Иванов В.Б. 372
Иванова А.В. 425
Иванова Т.В. 14
Иголкин А.А. 158, 164, 453

Илюхин В.Н. 711, 718
Инсапов А.С.
Инсапов А.С. 48, 521
Ионов А.В. 404
Калабухов В.Н. 204
Каранаева О.В. 425
Карпов Ф.В. 35
Кизилов П.И. 556
Кирпичёв В.А. 366, 425
Клебанов Я.М. 316
Клименко Д.В. 92, 224
Клинов Р.А. 527
Клочков Е.В. 82
Клюев Н.И. 52
Колычев С.А. 425
Кондратьев А.И. 195
Корчинский В.В. 224
Косенок Б.Б. 176
Костичев В.Э. 427
Кочерова Е.Е. 366
Красинский Д.Б. 316, 469, 527
Краснов А.В. 212, 308, 340
Краснощеков И.Л. 316, 527
Крючков А.Н. 158, 550, 325, 544, 556
Куклина И.Г. 301
Курушин М.И. 291, 324
Курушин С.А. 291, 324
Лазуткин Г.В. 67, 289
Ларшин Д.И. 35
Левкин Ю.С. 20, 79
Локтева Н.А. 426
Лотков Н.А. 224
Лунин В.В. 372
Макаров В.В. 529
Макарьянц Г.М. 260
Малышев М.С. 476, 521
Матвиенко И.В. 572
Матюнин С.А. 731, 737
Мельников Е.В. 527
Микушев Н.Н. 366
Миронова Т.Б. 438
Митрофанов И.Г. 351
Михайлов В.П. 346
Михалкина С.А. 431
Молевич Н.Е. 74
Моргунов Г.М. 27, 104
Мордасов В.И. 480
Морозов В.Н. 316
Морозов В.Н. 527
Москвичев А.В. 31
Мурановский В.П. 318
Мурзин С.П. 453, 458
Мусаахунова Л.Ф. 158,164,453
Надарейшвили Г.Г. 493
Налимова Т.Г. 513
Натальина Н.А. 438
Неустроев Н.С. 737
Нидвига Ю.С. 308
Новиков Д.К. 269
Носенко А.П. 529, 572
Овдиенко М.А. 730
Овчинников В.Н. 563
Одиноков Д.А. 358
Осипов М.Н. 498
Павлов В.Ф. 431
Павлович И.Л. 316, 469, 527
Паймушин В.Н. 415, 443, 452
Панова В.А. 438
Пиралишвили Ш.А. 68, 98
Полешкин М.С. 695
Поликарпов М.С. 527
Поляков Р.Н. 677
Поматилов Ф.С. 275
Пономарёв Ю.К. 397
Попов П.А. 392
Посадов (мл) В.В. 467
Посадов В.В. 467
Почкин Я.С. 281
Прилуцкий Д.А. 731
Прокофьев А.Б. 152, 260
Пялов Н.В. 664
Рахматов Р.И. 493
Редников С.Н. 70
Рекадзе П.Д. 275
Ремизов А.Е. 35, 467
Решетов В.М. 112, 506, 581
Родионов Л.В. 275
Рыбальченко М.Д. 711
Рящиков Д.С. 74
Савин Л.А. 197, 677
Сазанов В.В. 431
Сазанов В.П. 366, 379
Сазонникова Н.А. 480
Санчугов В.И. 244, 506, 581
Сафин А.М. 724
Семёнова О.Ю. 366
Сергеев М.Н. 98
Сергеев Р.Н. 387
Сергеев Р.Н. 724
Сердюк Д.О. 426
Сидоренко В.С. 658, 695
Сидохин Е.Ф. 408, 414

Силаев Б.М. 170
Синяков А.Ф. 112
Сокол Г.И. 121
Стадник Д.М. 237, 358, 584
Степанов А.А. 195
Сторож А.Д. 480
Стрельников Е.В. 682
Сундуков А.К. 43
Сургутанов Н.А. 372
Сургутанова Ю.Н. 379
Суслин А.В. 182
Сухов В.В. 513
Сытин А.В. 197
Темнов А.Н. 670
Тимофеев Ю.М. 210
Тимушев С.Ф. 92, 219, 224
Тихомирова Е.А. 408, 414
Томилина Т.М. 62, 351
Торбин А.П. 463
Турусин С.В. 581
Турусин С.М. 506
Тюрин В.О. 197
Тюрин В.П 14
Урапкин А.В. 169, 289
Фалалеев С.В. 129
Фалилеев И.Н. 498
Федоров А.Е. 664
Федосеев С.Ю. 219
Федотов Ю.А. 731, 737
Фесина М.И. 308, 340
Филатов А.П. 431
Фирсов В.А. 443
Фирсов В.П. 92
Хаймович А.И. 195
Халатов Е.М. 210
Халецкий Ю.Д. 281
Хаустов В.И. 397
Ходосевич К.В. 493
Хэвен М. 463
Целищев В.А. 682
Чекменев А.Н. 498
Чернов Н.С. 318
Чернышов А.К. 463
Чирков А.В. 425
Шабанов К.Ю. 158, 164, 325, 544, 550
Шадрин В.К. 372
Шарапов А.А. 452
Шарафутдинов Н.А. 498
Шахматов Е.В. 250, 260, 724
Шацкий А.В. 142
Шигин С.В. 397
Шкапов П.М. 150
Шорин В.П. 486
Щеглов Ю.Д. 498
Щуровский Ю.М. 183
Юдин С.И. 493
Яркин А.Н. 230



СПОНСОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ

НОВАТЕСТ
ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИСПЫТАНИЙ И МОДЕЛИРОВАНИЯ

Официальный дистрибьютор испытательного оборудования и измерительных систем ведущих мировых производителей.

MSC Software®

Разработчик и поставщик программных продуктов для моделирования работы изделий и процессов их изготовления.

ЭКСИТОН ТЕСТ
оборудование для механических испытаний

Официальный торгово-технический представитель на территории России всемирно известных компаний - производителей оборудования для механических испытаний.

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
АНДРОИДНАЯ ТЕХНИКА

Компания, занимающаяся разработкой и производством робототехнических систем и программного обеспечения для их систем управления.

URARTU systems
measurement & control

Автоматизация испытаний с помощью технологий National Instruments и Microflown, разработка гидравлических стендов, проведение виброакустических измерений.

НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ "ГИМАЛАИ"

Разработчик и поставщик демпфирующих устройств для гидравлических и топливных систем, контрольно-измерительных приборов для экстремальных условий эксплуатации.