

Запорожский национальный технический университет, АО «Мотор Сич»,
Национальный аэрокосмический университет им. Жуковского «ХАИ»

**ВЕСТНИК
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ №2
2016**

издается
с 2002 г.

НАУЧНО–ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Выходит два раза в год

Приказом Министерства образования и науки Украины № 1328 от 21.12.2015 г.
«Об утверждении решений Аттестационной коллегии Министерства относительно деятельности
специализированных ученых советов от 15 декабря 2015 года» **журнал включен в перечень научных
профессиональных изданий Украины**, в которых могут публиковаться результаты диссертационных
работ на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук

Запорожье
АО «Мотор Сич»
2016 г.

ISSN 1727-0219

Интернет-страница журнала: <http://journal.zntu.edu.ua/vd/index.php?page=index>

Статьи, которые публикуются в журнале, реферируются в базах данных РЖ ВИНИТИ (Россия) и «Джерело» (Украина). Журнал Вестник двигателестроения содержится в международной базе научных изданий INSPEC, Index Copernicus (<http://journals.indexcopernicus.com/index.php>), электронная копия журнала размещена на сайте Национальной библиотеки Украины имени В.И. Вернадского НАН Украины в разделе «Наукова періодика України» по адресу: <http://nbuv.gov.ua/portal/>

Уважаемые авторы публикаций!

Журнал отражает достижения науки и техники предприятий и организаций Украины и зарубежных стран в области двигателестроения, публикует разработки ведущих специалистов и ученых, направленные на совершенствование производства и повышение качества продукции, а также статьи потенциальных соискателей ученых степеней и званий.

Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:

- Общие вопросы двигателестроения
- Конструкция и прочность
- Сборка и испытания
- Эксплуатация, надежность, ресурс
- Технология производства и ремонта
- Конструкционные материалы
- Стандартизация и метрология
- Экология

Шановні автори публікацій!

Журнал відображає досягнення науки і техніки підприємств та організацій України і зарубіжних країн в галузі двигунобудування, публікує розробки провідних спеціалістів та вчених, спрямовані на вдосконалення і підвищення якості продукції, а також статті потенційних здобувачів наукових ступенів і звань.

Статті та повідомлення будуть формуватися за наступними рубриками:

- Загальні питання двигунобудування
- Конструкція і міцність
- Складання і випробування
- Експлуатація, надійність та ресурс
- Технологія виробництва і ремонту
- Конструкційні матеріали
- Стандартизація і метрологія
- Екологія

To the attention of authors!

The journal presents the achievements in the field of science and technique of Ukrainian enterprises, scientific institutions and foreign countries working at aircraft engineering. The journal publishes developments of leading specialists, scientists and the articles of potential applicants for scientific degrees aimed at perfection of the production and improvement of the quality.

The journal covers the subjects of:

- Aircraft engineering
- Structures and strength
- Assembling and trials
- Operation, reliability, service life
- Technology of production and maintenance
- Structural materials
- Standardization and metrology
- Ecology

Материалы номера рекомендованы к публикации Ученым Советом Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» (протокол №11 от 15.06.2016 г.).

Главный редактор:

Заместитель главного редактора:

д-р техн. наук, профессор А. Я. Качан

д-р техн. наук, профессор А. И. Долматов

Члены редакционной коллегии:

д-р техн. наук В. А. Богуслаев
д-р техн. наук С. Б. Беликов
д-р техн. наук В. С. Кривцов
д-р техн. наук Ю. Н. Внуков
д-р техн. наук Э. И. Цивирко
д-р техн. наук Л. И. Ивщенко
канд. техн. наук П. Д. Жеманюк
д-р техн. наук Г. А. Кривов
д-р техн. наук В. А. Титов
д-р техн. наук Ю. А. Ножницкий
д-р техн. наук Б. С. Карпинос
д-р техн. наук А. П. Зиньковский

д-р техн. наук А. Я. Мовшович
д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий
д-р техн. наук Г. А. Горбенко
д-р техн. наук С. В. Епифанов
д-р техн. наук Н. С. Кулик
д-р техн. наук С. А. Дмитриев
д-р техн. наук Н. Ф. Дмитриченко
д-р техн. наук А. Р. Лепешкин
д-р техн. наук Ю. В. Петраков
д-р техн. наук М. В. Киндрячук
канд. техн. наук В. Ф. Мозговой
канд. техн. наук А. В. Богуслаев
канд. техн. наук А. В. Шереметьев

Редакторско-издательский совет: В.А.Богуслаев, С.Б.Беликов, В.С.Кривцов, Н.А.Савчук,
А.А.Баранник

© ЗНТУ, 2016

© НАКУ «ХАИ» им. Жуковского, 2016

© АО «Мотор Сич», 2016

Члены редакционной коллегии



Качан А.Я.
Гл. редактор,
д-р техн. наук



Долматов А.И.
Зам. гл. редактора,
д-р техн. наук



Богуслаев В.А.
д-р техн. наук



Беликов С.Б.
д-р техн. наук



Кривцов В.С.
д-р техн. наук



Жеманиук П.Д.
канд. техн. наук



Винуков Ю.Н.
д-р техн. наук



Кривов Г.А.
д-р техн. наук



Цвирко Э.И.
д-р техн. наук



Ивщенко Л.И.
д-р техн. наук



Зиньковский А.П.
д-р техн. наук



Карпинос Б.С.
д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А.
д-р техн. наук



Дмитриченко Н.Ф.
д-р техн. наук



Мовшович А.Я.
д-р техн. наук



Ольшанецкий Б.Е.
д-р техн. наук



Титов В.А.
д-р техн. наук



Петраков Ю.Б.
д-р техн. наук



Киндратчук М.Б.
д-р техн. наук



Епифанов С.Б.
д-р техн. наук



Кулик Н.С.
д-р техн. наук



Дмитриев С.А.
д-р техн. наук



Лепёшкин А.Р.
д-р техн. наук



Горбенко Г.А.
д-р техн. наук



Богуслаев А.Б.
канд. техн. наук



Мозговой В.Ф.
канд. техн. наук



Шереметьев А.Б.
канд. техн. наук

Для сведения авторов

Условия публикации:

Научно-технические и производственные статьи, планируемые к опубликованию в нашем издании, утверждаются на редакционной коллегии. При положительных заключениях материалы помещаются в «портфель» редакции в очередь на опубликование. Процедура рецензирования-утверждения занимает срок от 1 до 3 месяцев. Статьи, прошедшие данную процедуру и размещенные в журнале в порядке очереди, публикуются бесплатно.

Требования к оформлению материалов для журнала «Вестник двигателестроения»

- К рассмотрению принимаются научные статьи, содержащие такие необходимые элементы: постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, в которых имеются предпосылки решения данной проблемы и на которые опирается автор, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья; формулирование целей статьи (постановка задания); изложение основного материала исследования с полным обоснованием результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в данном направлении.
- Рукопись статьи присыдается в редакцию в двух экземплярах вместе с актом экспертизы и справкой об авторах. Объем текстовой части статьи 3–6 листов. Рабочие языки: украинский, русский, английский. Последовательность размещения материала статьи: индекс УДК; инициалы и фамилия авторов, название статьи, аннотация, ключевые слова на трех языках: украинском, русском и английском; полное название учреждения, в котором работают авторы; текст статьи (с подписями авторов на последней странице); перечень литературы; таблицы; рисунки.
- В статье нужно четко и последовательно изложить то новое и оригинальное, что получено авторами в результате исследований. Не следует приводить известные факты, повторять содержание таблиц и иллюстраций в тексте. Термины и обозначения технических параметров следует употреблять в соответствии с нормами Госстандарта, а единицы измерения – в международной системе единиц (СИ). В статье должны быть выделены следующие разделы: вступление, методика (исследований), результаты, обсуждение, выводы.
- Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microsoft Word 97 или 2000 (в соответствии с ДСТУ 3008–95). Формат листа – А4, ориентация – книжная, поля – 20 мм со всех сторон. Шрифт: гарнитура Times New Roman, размер 12 пт; интервал – 1,5; выравнивание по ширине. Текст с ручным переносом не принимается!
- Для набора формул надо использовать редактор Microsoft Equation версии 2 или 3. Размер букв: обычный – 12 пт, крупный индекс – 10 пт, мелкий индекс – 8 пт, крупный символ – 16 пт, мелкий символ – 12 пт.
- Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двубитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 дп (формат TIFF), для фотографий – 200–240 дп (формат JPG, EPS, BMP). Не допускается вставка рисунков в файл статьи непосредственно из прикладных программ (AutoCAD, Excel и т.п.), минуя графический формат. Для четкого воспроизведения изображения при печатитолщина линий не должна быть меньше, чем 0,1 мм. Наличие подрисуночной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисуночной надписи.
- Таблицы должны содержать только необходимую информацию, быть лаконичными и максимально понятными. Возле обозначенений параметра необходимо указать его размерность. Размер шрифта таблицы должен составлять 10 пт. Ширина таблицы не должна превышать 80 мм (размер колонки). В отдельных случаях разрешается делать таблицы шириной 170 мм.
- Перечень литературы в конце рукописи на языке оригинала приводится в соответствии с последовательной ссылкой на работы в тексте и требованиями действующих норм. Ссылка на литературу в тексте нумеруется арабскими цифрами в прямых скобках.
- В справке об авторах нужно привести фамилии, имена и отчества всех авторов, их служебные и домашние адреса, должности, ученые степени, номера телефонов, электронные адреса. Авторами считаются лица, которые принимали участие в выполнении работы в целом или ее главных разделов.

Статьи направляются в редакцию по адресу:

69063, Украина, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64
Запорожский национальный технический университет,
главный редактор Качан Алексей Яковлевич.
Электронный вариант статьи можно передать по адресу:
vd@zntu.edu.ua(максимальный объем письма 2 Мбайта).

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

<i>O.M. РЕВА, П.Ш. МУХТАРОВ, Б.М. МІРЗОЕВ</i>	
ЕФЕКТИВНІСТЬ ІНТЕГРАТИВНОГО МЕТОДУ ВИЯВЛЕННЯ СТАВЛЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДньОГО КРАЮ» ДО ПОРУШЕНЬ СТАНДАРТНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПРОЦЕДУР.....	9
<i>ТӨГРҮЛ ИСА ОГЛЫ КАРИМЛИ, ВАСИФ АЙДЫН ОГЛЫ НЕЙМАТОВ</i>	
МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ НАЧАЛЬНОЙ ВЫСТАВКИ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ	18
<i>А.В. РУСАНОВ, О.Н. ХОРЕВ, Д.Ю. КОСЬЯНОВ, С.А. РЯБОВА, П.Н. СУХОРЕБРЫЙ</i>	
ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНОГО НАВАЛА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ	25
<i>М.Р. ТКАЧ, Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ, С.М. ДОЦЕНКО, Ю.Н. ГАЛЫНКИН</i>	
УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СТАЦИОНАРНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦІЙ МЕТАЛЛОГИДРИДНЫМИ УСТАНОВКАМИ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВІЯ	31
<i>А.К. ЧЕРЕДНИЧЕНКО</i>	
МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦІЕЙ ТЕПЛА ДЛЯ СУДОВ-ГАЗОВОЗОВ	36
<i>Е.И. ШОСТАК</i>	
НЕЧЕТКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНИВАНИЯ ДОПУСТИМОСТИ ВКЛЮЧЕНИЯ ПРЕТЕНДЕНТОВ В СОСТАВ КОМАНДЫ ИСПОЛНИТЕЛЕЙ ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧНЫХ ПРОЕКТОВ ПО УРОВНЮ КОМПЕТЕНТНОСТИ	42
<i>Ю.А. УЛИТЕНКО, А.В. ЕЛАНСКИЙ, В.В. ЛОГИНОВ</i>	
ОБОСНОВАННІЕ ВИБОРА АЛГОРІТМОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРЯМОТОЧНЫМ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ.....	49
<i>С.Я. ЯЦЕНКО, М.Ф. СИДОРЕНКО, М.П. ЄВСЮКОВ, І.Є. КИТАЙЧУК, В.М. ДАШКІЄВ</i>	
КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ВИРІШЕННЯ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ЗАДАЧІ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ СКЛАДНОГО ТЕХНІЧНОГО ОБ'ЄКТА.....	56
<i>Г.С. РАНЧЕНКО, Д.И. ВОЛКОВ, В.В. ДАНИЛОВ</i>	
ПРОГРАММНЫЙ СИМУЛЯТОР ДЛЯ РАЗРАБОТКИ И ПРОВЕРКИ АЛГОРИТМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ САУ	61
<i>В.Ф. МИРГОРОД</i>	
ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ДРОБНЫХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ОПЕРАТОРОВ В ЗАДАЧАХ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	66

<i>В.С. РЕВА, К.Н. ЗЕМЛЯНОЙ, В.П. ФРОЛОВ</i>	
ФОРМИРОВАНИЕ КОМПЛЕКСНОГО ПОДХОДА К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ И ПОДВИЖНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	71
<i>Н.М. ДРОНЬ, П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ, Л.Г. ДУБОВИК</i>	
ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ УВОДА КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	76
<i>В.Н. МЕЛЬНИК, Г.В. БОЙКО</i>	
ВОЗНИКНОВЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ В КРУГЛОЙ ПЛАСТИНЕ. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА.....	81
<i>В.В. КАРАЧУН</i>	
РАЗВИТИЕ РЕЗОНАНСА СОВПАДЕНИЯ В ОБОЛОЧКЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗВУКОВОЙ ВОЛНЫ.....	87
<i>В. И. НАЗИН</i>	
ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА.....	92

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

<i>А. В. ЛОЯН, А. И. ЦАГЛОВ, А. И. ПИСАНЫЙ</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ ТЕРМОДРОССЕЛЯ	97
<i>В.И. КОНОХ, И.И. КАЛИНИЧЕНКО, И.Н. ГОРДИЕЦ, А.В. ШПАК</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ РЕСУРСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЬФОННОГО ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТА	101
<i>О.В. ТРЕТЬЯК, О.В. СЕНЕЦЬКИЙ, О.Ю. ШУТЬ, В.М. ДОЦЕНКО, Є.С. П'ЯТНИЦЬКА</i>	
СКЛАДНОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ДЕТАЛЕЙ ГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ	108
<i>О.П. БАДУН, С.А. ДЕШЕВЫХ, к.т.н. Я.Н. ИВАНОВ</i>	
ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЛАВАЮЩИХ КОЛЕЦ В КИСЛОРОДНЫХ НАСОСАХ	115
<i>С. И. СУХОВЕЙ</i>	
УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА В НАРУЖНОМ КОНТУРЕ ТРДДФ ПРИ ДОВОДКЕ САУ	122
<i>С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ, А.И. ДЕРЕВЯНКО</i>	
ВЕРИФИКАЦИЯ АЛГЕБРАИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЛАМИНАРНО-ТУРБУЛЕНТНОГО ПЕРЕХОДА ПРИ РАСЧЕТЕ ТРЕХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ В ТУРБИННОЙ РЕШЕТКЕ	128

*Р.А. РУСАНОВ, П. КЛОНОВИЧ, А.В. РУСАНОВ, П. ЛАМПАРТ, М. ШИМАНЯК, М.А. ЧУГАЙ,
Н.В. ПАЩЕНКО*

РАЗРАБОТКА ДИЗАЙНА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНОЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ORC УСТАНОВКИ 139

С.А. ШЕВЧЕНКО, Ю.А. МИТИКОВ, А.Л. ГРИГОРЬЕВ
ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АГРЕГАТОВ АВТОМАТИКИ ПНЕВМОСИСТЕМ РАКЕТНОЙ
ТЕХНИКИ ПРИ УЧЕТЕ ФАКТОРА СЖИМАЕМОСТИ ГЕЛИЯ 148

Т.П. МИХАЙЛЕНКО, И.И. ПЕТУХОВ, ДУАИССИА ОМАР ХАДЖАИССА, Д.А. НЕМЧЕНКО
ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В
МАСЛОСИСТЕМЕ ГТД 160

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

В.В. ТРЕТЬЯК, В.Д. СОТНИКОВ, С.В. ХУДЯКОВ, А.С. ФЕДОРОВА
ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНТЕРАКТИВНОГО ПРОГРАММНОГО
КОМПЛЕКСА КЛАССИФИКАЦИИ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ
ИМПУЛЬСНЫМИ ТЕХНОЛОГИЯМИ 166

М.А. СУВОРОВ, В.Ф. СОРОКИН
ПЕРСПЕКТИВНАЯ СХЕМА УСТРОЙСТВА ДЛЯ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 172

О.А. ТАМАРГАЗІН, І.І. ЛІННІК, Л.Б. ПРИЙМАК
ВПЛИВ МАГНІТНОГО ПОЛЯ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПРЕЦІЗІЙНИХ ПАР ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК АВІАЦІЙНОЇ
НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ 177

А.Я. КАЧАН, С.А. УЛНОВ
КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ
ДЕТАЛЕЙ ГТД 181

Е.К. БЕРЕЗОВСКИЙ
ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ЧИСТОВОГО ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ
НА ПАРАМЕТРЫ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ
ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ6 185

Н. Е. КАЛИНИНА, Е. А. ДЖУР, В. Т. КАЛИНИН, И. Ю. КОШЕЛЕВА, В. П. БЕЛОЯРЦЕВА
ПОВЫШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ И КОРРОЗИОННЫХ СВОЙСТВ
МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ 190

Т.В. НОСОВА, А.В. КАЛИНИН
УПРОЧНЕНИЕ КРЕМНИЙМАРГАНЦОВИСТЫХ МОДИФИЦИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ
ПРИ ГОРЯЧЕЙ ДЕФОРМАЦИИ 194

В.П. СОЛНЦЕВ, В.В. СКОРОХОД, Г.А. ФРОЛОВ, К.Н. ПЕТРАШ, Т.А. СОЛНЦЕВА, А.М. ПОТАПОВ, И.А. ГУСАРОВА

РАЗРАБОТКА ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА НА ОСНОВЕ НИОБИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ
ЗАЩИТЫ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ..... 198

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И МЕТРОЛОГИЯ

М. Ю. ТИТОВ, А. В. ЛОЯН, Н. Б. ЧУПРЫНА

РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ЛОКАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАЗМЫ В РАЗРЯДНОМ
КАНАЛЕ СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ 207

А. Н. ХАУСТОВА, О.П. РЫБАЛОВ

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС МЕТОДА ОЭССК И МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ
ИЗНОСА КРОМОК ИЗОЛЯТОРА СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ 212

О.М. РЕВА¹, П.Ш. МУХТАРОВ², Б.М. МИРЗОЕВ^{2, 3}

¹*Національний авіаційний університет, Україна;*

²*Головний центр Єдиної системи управління повітряним рухом
держпідприємства AZANS, Азербайджанська Республіка;*

³*Національна Академія Авіації, Азербайджанська Республіка*

ЕФЕКТИВНІСТЬ ІНТЕГРАТИВНОГО МЕТОДУ ВИЯВЛЕННЯ СТАВЛЕННЯ АВІАЦІЙНИХ ОПЕРАТОРІВ «ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ» ДО ПОРУШЕНЬ СТАНДАРТНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПРОЦЕДУР

Враховуючи перманентний і суттєвий вплив людського чинника на безпеку польотів, обґрунтовано схему взаємодії складових відповідної концепції ICAO з позицій «ставлення співробітників організацій до небезпечних дій або умов». До зазначеного «ставлення» віднесено основну домінанту прийняття рішень авіаційними операторами «переднього краю», яка характеризує їх схильність, несхильність, байдужість до ризику. Домінанта виявляється по спеціальному показнику так званої надбавки за ризик в процесі вирішення закритої задачі прийняття рішень шляхом побудови і аналізу оціночної функції корисності показників і характеристик професійної діяльності авіаційних операторів за обмеженою кількістю точок. Запропоновано новий метод встановлення і аналізу надбавки за ризик, який на відміну від загальноприйнятого орієнтуються не на одну характерну точку оціночної функції корисності, а базується на інтегративній оцінці площ фігур, що ними утворюються. Визначено, що новий інтегративний метод сприяє зміненню основної домінанти, виявленої звичайним методом у 10% випадках, що й характеризує ступінь його ефективності. Введено критерій виявлення міри схильності / несхильності до ризику, що характеризує її убуваючи тенденції.

Ключові слова: безпека польотів, людський чинник, авіадиспетчер, норми ешелонування повітряного простору, ставлення до порушень норм, основна домінанта прийняття рішень, оціночна функція корисності, площа фігур, що утворюються характерними точками, ефективність методу.

Вступ

Загальноприйняте наразі у світовій спільноті гуманістичне ставлення до цінності людського життя вимагає надання користувачам повітряного транспорту майже абсолютних гарантій його безпечності, що знайшло відображення, у тому числі, у відповідній концепції безпеки ICAO [1; 2]. При цьому, враховуючи тривалу і перманентно превалючу роль впливу людського чинника (ЛЧ) на безпеку польотів (БП) [1-3], уявляється можливим розглядати взаємодію складових зазначеної концепції саме з єдиних позицій «ставлення авіаційного персоналу до небезпечних дій або умов» професійної діяльності, що ілюструє схема на рис. 1. Ця схема була уперше обґрунтована у працях [4] і знайшла подальший розвиток у праці [5].

Як бачимо з рис. 1, однією зі складових зазначеного «ставлення» є основні домінанти прийняття рішень (ПР) авіаційними операторами (АО) «переднього краю» (авіадиспетчерів

(А/Д, пілотів)) в умовах ризику, що визначають відповідну схильність, несхильність, байдужість до нього. Ці домінанти визначаються під час розв'язання закритих задач ПР (ЗПР) шляхом побудови за обмеженою кількістю точок і подальшого аналізу оціночних функцій корисності (ОФК) показників та характеристик професійної діяльності АО [6-8 та ін.].

Особливість основних домінант ПР (ОДПР) полягає у можливості застосування показників характерних точок ОФК для обґрунтованого розв'язання «трикутника ризиків» ICAO [1] по показниках рівнів небезпеки (РН), що доведено і наочно проілюстровано у працях [7-9 та ін.]. Причому на відміну від пропозицій ICAO в такому випадку забезпечується рішення «трикутника» саме у добре зрозумілих і фізично вимірюваних показниках і характеристиках професійної діяльності АО. Зокрема, для А/Д йдеється про показники порушень норм ешелонування повітряних суден (ПС).

Встановлено також, що демонстрація ОДПР

«схильність до ризику» свідчить про мотивацію А/Д на досягнення успіху, а «несхильності до ризику» - вказує на мотивацію запобігання невдач. «Байдужі до ризику» умовно вважаються «об'єктивними».

Таким чином, з наведеної можна зробити висновок, що вдосконалення методів, технологій, процедур встановлення ОДПР є актуальною науковою задачею, вирішення якої сприятиме подальшому вдосконаленню процесів управління БП (УБП).

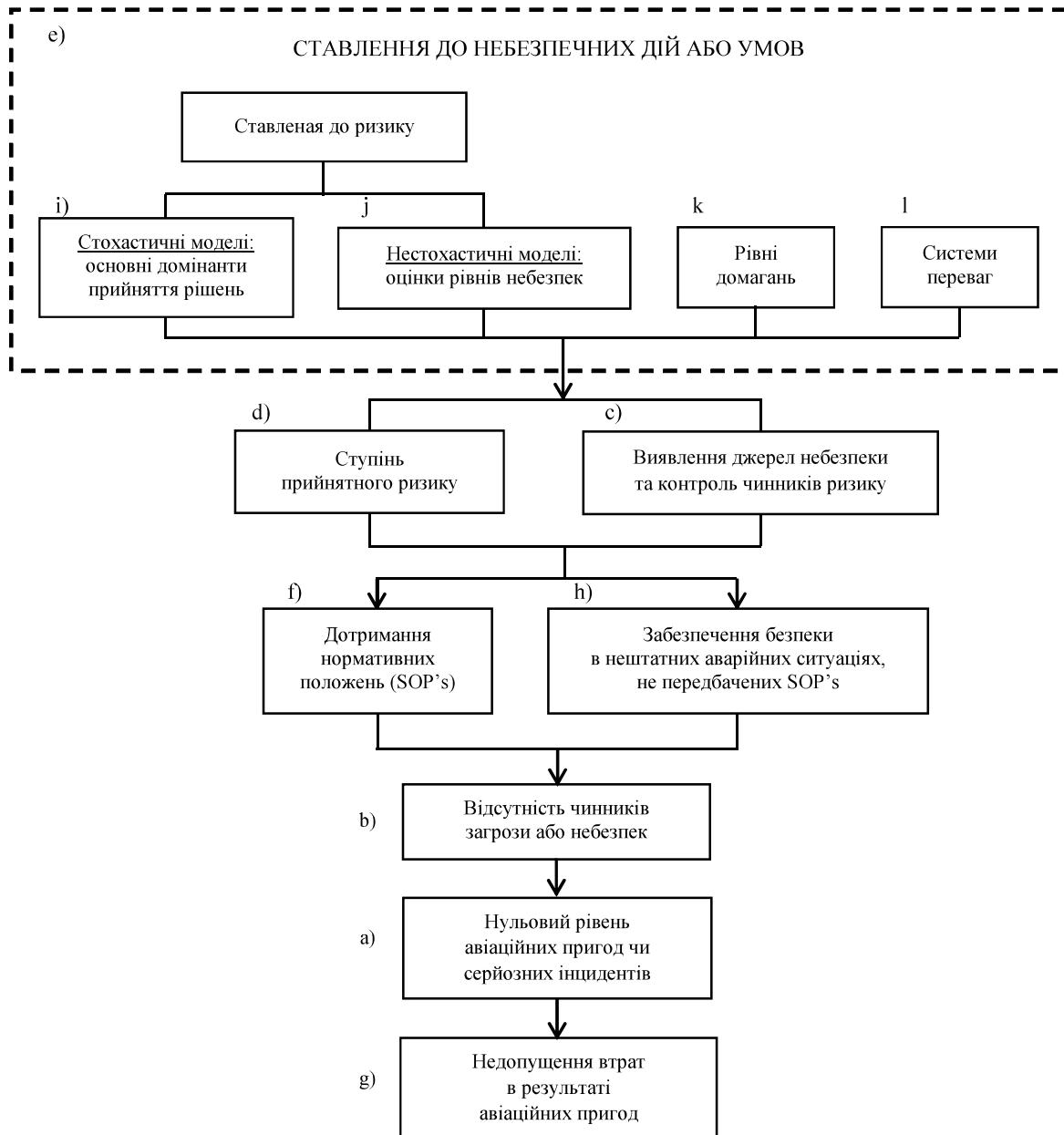


Рис. 1. Встановлення взаємного впливу складових концепції безпеки польотів ІСАО з позиції впливу людського чинника

1. Аналіз досліджень і публікацій

В теперішній час побудова ОФК для закритих ЗПР відбувається за обмеженою кількістю характерних точок [3; 6; 8-11 та ін.]. Для такого випадку вид типових зростаючих ОФК для ситуації порушень норм ешелонування ПС (НЕПС) ілюструє наочно рис. 2.

Зазначені функції будуються по п'яти точках $L_0, L_{0,25}, L_{0,5}, L_{0,75}, L_1$, з яких під час досліджень ставлення А/Д до порушень НЕПС $L_0=0$, а $L_1=L_{\text{НЕПС}}$, з чого витікає їх відповідна корисність: $f_{UF}(L_0=0)=0$, $f_{UF}(L_1=L_{\text{НЕПС}})=1$. Інші три точки $L_{0,25}, L_{0,5}, L_{0,75}$ – це детерміновані еквіваленти лотерей (ДЕЛ), які будуються за чітко визначеними

правилами (рис. 3). При цьому під ДЕЛ розумітимемо такий її наслідок, коли А/Д як людині, яка ПР (ЛПР) байдуже, чи отримати його напевно, чи прийняти участь у лотереї, де з рівними шансами 50% – 50% можна отримати результат, який абсолютно влаштовує / не влаштовує з позиції забезпечення БП.

Під час формального аналізу ОФК пропонується брати за основу так звану *надбавку за ризик* (НР):

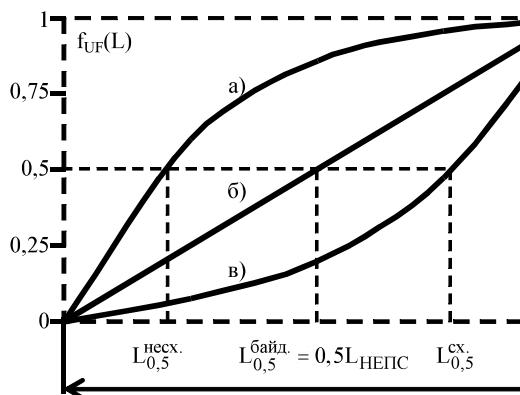


Рис. 2. Типові оціночні функції корисності, що ілюструють основні домінанти прийняття рішень в умовах ризику:
а) – несхильність; б) – байдужість; в) – схильність

$$HP = \bar{L} - L_{0,5} = \begin{cases} > 0 & \text{– несхильність до ризику} \\ < 0 & \text{– схильність до ризику} \\ = 0 & \text{– байдужість до ризику} \end{cases}, \quad (1)$$

де \bar{L} – середній очікуваний вигравш лотереї, поданої на рис. 3 а):

$$\bar{L} = 0,5 \cdot L_0 + 0,5 \cdot L_1 = 0,5 \cdot (L_0 + L_1) = \frac{1}{2} L_{\text{НЕПС}} \quad (2)$$

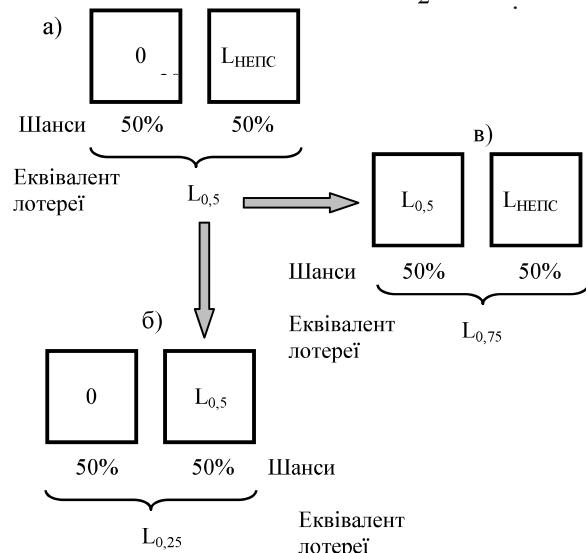


Рис. 3. Організація лотерей для виявлення характерних точок оціночної функції корисності норм ешелонування повітряних суден

При цьому слід зауважити, що орієнтація на одну характерну точку ОФК може привести до парадоксальних результатів, коли ОДПР, встановлена відповідно до виразу (1) фактично по одному показнику $L_{0,5}$, не буде відповідати явній інший загальній тенденції у ставленні ЛПР до ризику. Наведене наочно ілюструє рис. 4.

З іншого боку, рекомендації праці [11] щодо аналізу і виявлення основних тенденцій прояву ставлення до ризику на різних ділянках кількісної оцінки континууму досліджуваного показника мають нечіткий характер.

2. Постановка задачі дослідження

Таким чином, проведений нами аналіз виявив недоліки встановлення ОДПР АО, коли ставлення до ризику визначається, хоча і через показник НР, однак, фактично по одній характерній точці – ДЕЛ з корисністю 0,5 ($L_{0,5}$). Така ситуація не дозволяє визначати загальну тенденцію прояву ОДПР на усьому континуумі досліджуваного показника професійної діяльності АО, що, безумовно обмежує діагностичну надійність загальноприйнятого метода виявлення домінант.

З іншого боку, проведені нами дослідження з розробки нового інтегративного методу встановлення ОДПР і апробація їх результатів у праці [12], коли НР враховує сумарну площину фігур, утворених характерними точками ОФК на континуумі НЕПС (див. для прикладу рис. 4 б, в), знайшла підтримку в фахівців та вчених, тому зазначений метод потребує подальшого розвитку, у тому числі і через оцінювання його ефективності.

Виходячи з наведеного, *метою* цієї публікації є подальший розвиток інтегративного методу встановлення ОДПР та оцінювання його ефективності.

3. Розроблення методу інтегративного встановлення основної домінанти прийняття рішень та оцінювання його ефективності

Головна ідея нового інтегративного методу виявлення ОДПР, що нами пропонується, ґрунтуючись на порівнянні площ фігур, що утворюються координатами характерних точок ОФК та їх проекціями на континуум досліджуваного показника професійної діяльності АО. У нашому випадку йдеться про континуум НЕПС.

Як можна побачити з рис. 4 а), площа під прямою, що відповідає ОФК «байдужість до ризику», тобто лінійній зміні ставлення А/Д до порушень НЕПС дорівнює площині відповідного прямокутного трикутника, тому тривіально обчислюється за відомою формулою:

$$S_{\text{байд.}} = \frac{1}{2} (S_1 \cdot f_{UF}(S_1)) = \frac{1}{2} S_{\text{НЕПС}} [\text{ум. од.}] \quad (3)$$

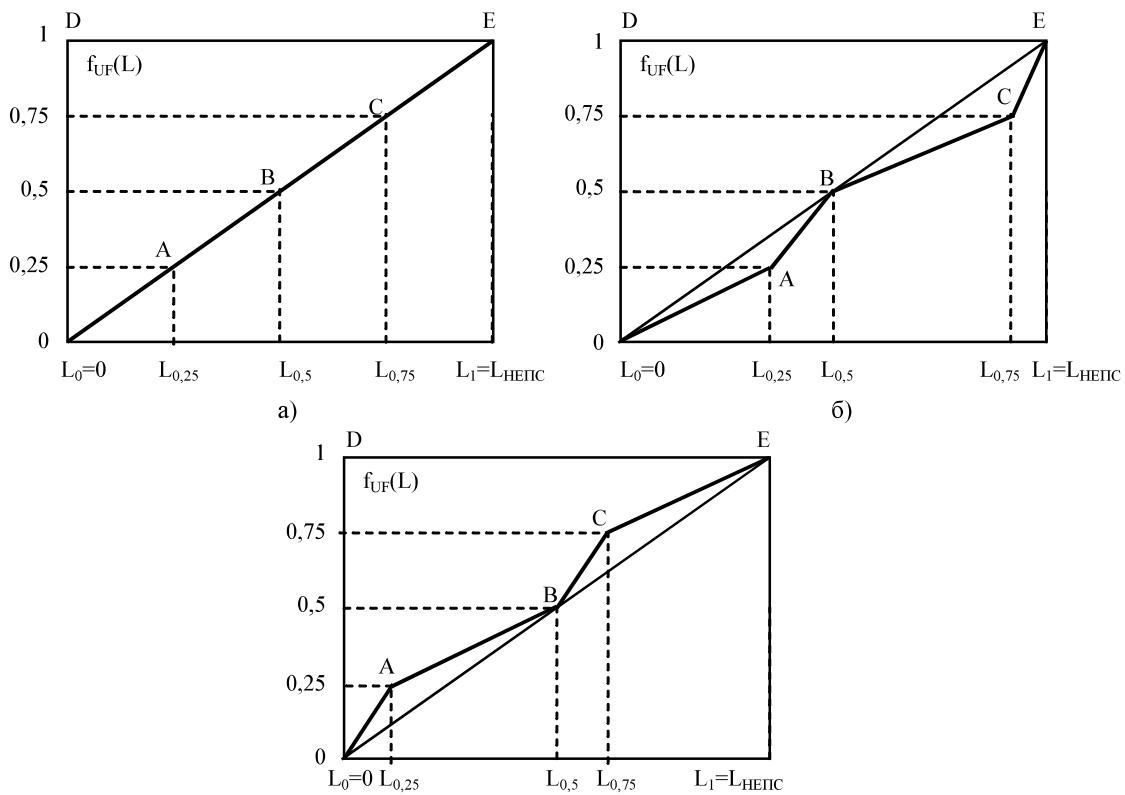


Рис. 4. Ілюстрація визначення площини багатокутника для встановлення основної домінанти прийняття рішень:

- a) – для випадку явно вираженої байдужості до ризику;
- б) – для випадку неявного прояву домінанти прийняття рішень (тяжіння до схильності до ризику);
- в) – для випадку неявного прояву домінанти прийняття рішень (тяжіння до несхильності до ризику).

Для усіх інших випадків (рис. 4 б, в) йдеться про площину багатокутника $L_0ABCCEL_1$, яка утворюється одним прямокутним трикутником і трьома прямокутними трапеціями. Встановлення площ цих фігур також тривіальне і не викликає труднощів.

Таким чином, загальна площа багатокутника $L_0ABCCEL_1$ визначиться наступним чином:

$$S_{L_0ABCCEL_1} = \frac{1}{8} [7S_1 - 2(S_{0,25} + S_{0,5} + S_{0,75})] \quad (4)$$

Спираючись на вирази (3), (4) та враховуючи загальне тяжіння ОДПР (рис. 4), введемо новий критерій аналізу НР:

$$\begin{aligned} HP &= S_{\text{байд.}} - S_{L_0ABCCEL_1} = \\ &= S_{\text{НЕПС}} - \frac{1}{4} [7S_{\text{НЕПС}} - 2(S_{0,25} + S_{0,5} + S_{0,75})] = \\ &= \begin{cases} > 0 & - \text{схильність до ризику} \\ < 0 & - \text{несхильність до ризику} \\ = 0 & - \text{байдужість до ризику} \end{cases} \quad (5) \end{aligned}$$

Як бачимо з отриманого виразу (5), показник НР є більш складним стосовно виразу (1). Однак, і більш інтегративним, оскільки враховує не лише значення одного ДЕЛ з корисністю 0,5 ($L_{0,5}$ – рис. 3.а), а усю сукупність еквівалентів лотерей, що визначаються відповідно до рис. 3 під час побудови ОФК НЕПС.

Для оцінювання ефективності критерію (5) слід порівняти статистику ОДПР, що визначаються відповідно як до звичайного методу встановлення НР (1), так і відповідно до розробленого нами критерію (5). До досліджень були залучені 70 професійних А/Д - співробітників Головного центру Єдиної системи управління повітряним рухом держпідприємства AZANS Азербайджанської Республіки.

Користуючись правилами побудови ОФК за обмеженою кількістю точок (рис. 3), вони висловили свої думки щодо ДЕЛ на континуумі НЕПС $L=20$ km, яка відповідає відстані між літаками, що летять на одному рівні (ешелоні) встановленими маршрутами обслуговування повітряного руху (ОПР), в диспетчерських районах ACC (Area Control Center - районний диспетчерський центр), APP (APP Approach Control диспетчерське обслуговування заходу на посадку).

Результати досліджень подані у табл. 1.

Таблиця 1

Результати побудови професійними авіадиспетчерами індивідуальних оціночних функцій корисності континууму норми ешелонування повітряних суден L=20 km (фрагмент)

A/D _i	Характерні точки оціночних функцій корисності, км					ОДПР	Інтегративний метод	
	L ₀ =0	L _{0,25}	L _{0,5}	L _{0,75}			S	ОДПР
1	2	3	4	5	6	7	8	9
A/D ₁	0	10	14	17	20	C	7,25	C
A/D ₂	0	8	12	16	20	C	8,5	C
A/D ₃	0	7	13	16	20	C	8,5	C
⋮ ₀	⋮ ₀	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₉	0	8	10	16	20	B	9	C
⋮ ₀	⋮ ₀	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₁₃	0	5	7	10	20	HC	12	HC
A/D ₁₄	0	10	15	17	20	C	7	C
A/D ₁₅	0	5	10	15	20	B	10	B
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₂₀	0	5	7	10	20	HC	12	HC
A/D ₃₀	0	5	10	15	20	B	10	B
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₃₄	0	5	10	13	20	B	10,5	HC
A/D ₃₅	0	5	10	15	20	B	10	B
A/D ₃₆	0	5	10	15	20	B	10	B
A/D ₃₇	0	3	6	10	20	HC	12,75	HC
A/D ₃₈	0	5	10	12	20	B	10,75	HC
A/D ₃₉	0	10	15	17	20	C	7	C
A/D ₄₀	0	7	12	15	20	C	9	C
A/D ₄₁	0	5	10	15	20	15	10	B
A/D ₄₂	0	5	10	15	20	16	10	B
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₄₄	0	5	10	13	20	18	10,5	HC
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₄₆	0	9	11	14	20	C	9	C
A/D ₅₄	0	5	10	15	20	B	10	B
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₅₆	0	5	10	13	20	B	10,5	HC
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₆₁	0	5	10	15	20	B	10	B
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₆₃	0	5	10	13	20	B	10,5	HC
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
A/D ₆₆	0	5	10	15	20	B	10	B
A/D ₆₇	0	10	15	17	20	C	7	C
A/D ₆₈	0	7	13	15	20	C	8,75	C
A/D ₆₉	0	5	9	14	20	HC	11,75	HC
A/D ₇₀	0	9	11	14	20	C	9	C

ПРИМІТКИ: 1) показники графі 8 відповідно до формули (5) порівнюються з $S_{байд.} = 10$ [ум. од.];
 2) С – схильність; Б – байдужість; НС – несхильність до ризику.

Як бачимо з табл. 1, співвідношення А/Д, для яких ОДПР встановлювалася за допомогою критерію (1), а саме несхильних (НС), байдужих (Б) і схильних (С) до ризику знаходиться у такій пропорції:

$$\begin{aligned} \text{НС : Б : С} &\Leftrightarrow 5:30:35 \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow 1:6:7 \Leftrightarrow 7,1\% : 42,9\% : 50\% \end{aligned} \quad (6)$$

З отриманих результатів витікає, що більшість випробуваних (57,1%) складають А/Д

з нелінійною ОФК, тобто несхильні і схильні до ризику.

Половину А/Д складають особи, які мають мотивацію на досягнення успіху, тому демонструють схильність до ризику. Абсолютна меншість А/Д (7,1%) продемонструвала мотивацію на запобігання невдач, тобто несхильність до ризику. Суттєвим є прошарок А/Д (42,9%), які є байдужими до ризику, мають лінійну ОФК, тому умовно вважаються «об'єктивними» у ставленні до ризику [11; 13].

Застосовуючи формулу (4), було обчислено загальні площини отриманих нами емпіричних багатокутників $L_0ABC\bar{E}L_1$ (графа 8 табл. 1), що дало змогу, спираючись на критерій (5), отримати уточнені значення ОДПР (графа 9 табл. 1).

Як бачимо з графи 9 табл. 1, уточнене співвідношення ОДПР випробуваних А/Д з точки зору демонстрації несхильності, байдужості та схильності до ризику має вже таку пропорцію:

$$\begin{aligned} HC : B : C &\Leftrightarrow 9 : 25 : 36 \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow 1 : 2,8 : 7 \Leftrightarrow 12,9\% : 35,7\% : 51,4\% \end{aligned} \quad (7)$$

Таблиця 2 дає наочне уявлення, за рахунок яких саме домінант був здійснений їх перерозподіл.

Таблиця 2

Перерозподіл основних домінант прийняття рішень як наслідок застосування нового інтегративного методу їх виявлення

Основні домінанти прийняття рішень, встановлені	
звичайним методом	новим інтегративним методом
C=35	C=35
B=30	C=1
	B=24
	HC=5
HC=5	B=1
	HC=4

Як можна побачити з табл. 2, ОДПР «схильність до ризику» була настільки яскраво виражена випробуваннями А/Д в процесі експерименту, що жодна з них не змінилася під час застосування нового методу встановлення НР по їх індивідуальних ОФК. Найбільші уточнення стосуються домінанти «байдужість до ризику»: 80% осіб, байдужих до ризику, зберегли її в умовах застосування нового інтегративного методу, про який йдеться, 1 особа (3,3%) змінила байдужість на схильність до ризику, а 5 (16,7%) – на несхильність до ризику. В той же час 4 особи зберегли ОДПР «несхильність до ризику», і лише одна – змінила її на «байдужість до ризику».

Таким чином, узагальнюючи, можна казати, що дякоючи новому інтегративному методу встановлення ОДПР, її зміст був уточнений для 10% випробуваних, що й складає його ефективність.

Маючи уточнені значення ставлення А/Д до ризику, нескладно побудувати узагальнені ОФК, які подані на рис.5.

Проводячи подальший аналіз результатів досліджень, поданих у табл. 1, слід вказати, що у працях [10; 14] був встановлений показник міри схильності / несхильності до ризику, яка може бути такою, що убиває, зростає, є пропорційною чи постійною. В контексті досліджень цієї публікації нас цікавлять показники спадаючої схильності / несхильності до ризику, оскільки в такому випадку відповідні ОФК тяжіють до прямої лінії, яку найбільш просто моделювати. Тобто, мова йде про ОДПР «байдужість до ризику».

Введемо поняття локальної несхильності до ризику в точці L на континуумі певної НЕПС за допомогою функції несхильності [3; 10; 14]:

$$r = r(L) = - \frac{[f_{UF}(L)]''}{[f_{UF}(L)]}. \quad (8)$$

З точки зору обчислювальних процедур привернемо увагу на те, що

$$r(L) = \frac{d}{dL} \log [f_{UF}(L)]. \quad (9)$$

Якщо r позитивна для всіх L, то ОФК f_{UF} угнута і ЛПР несхильна до ризику. Якщо r негативна для всіх L, то f_{UF} опукла і ЛПР є схильною до ризику.

Відповідно до [10; 14] ЛПР має *спадаючу несхильність до ризику*, якщо:

- а) вона не схильна до ризику;
- б) надбавка за ризик ПР в будь-якій лотереї для неї зменшується при зростанні опорної величини L .

ЛПР має *спадаючу схильність до ризику*, якщо:

- а) вона схильна до ризику;
- б) надбавка за ризик в будь-якій лотереї для неї зростає при зростанні опорної величини L . При цьому НР завжди негативна.

Слід зазначити, що ОФК $f_{UF}(L)$ може не мати ані першої, ані другої похідної в точці, як не визначено виразами (8), (9).

З іншого боку, на різних ділянках досліджуваного континууму L певної НЕПС може змінюватися ставлення АО як ЛПР до ризику. Тому, розвиваючи запропонованій інтегративний підхід до аналізу ОФК, вважаємо можливим ввести наступний критерій для встановлення спадаючою схильності / несхильності до ризику:

$$\frac{|S_{байд} - S_{L_0ABC\bar{E}L_1}|}{S_{байд}} \leq 0,05. \quad (10)$$

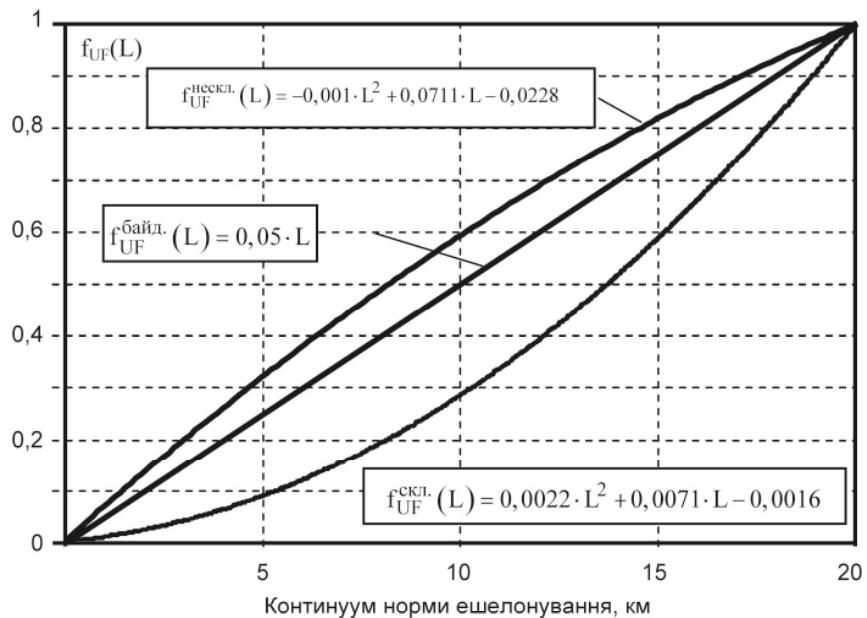


Рис. 5. Емпіричні оціночні функції корисності континууму норм ешелонування повітряних суден

Як бачимо з табл.1, таких результатів виявилося усього чотири (помічені) і вони усі пов'язані з переведенням ОДПР «байдужість до ризику» в домінанту «несхильність до ризику».

Висновки

Виходячи з отриманих і поданих у цій публікації нових наукових результатів доцільним вказати на такі найбільш важливі положення.

1. Введений і апробований новий критерій аналізу ОФК показників і характеристик професійної діяльності АО, що ґрунтуються на інтегративній оцінці їх ставлення до ризику не у одній окремій точці, що відповідає ДЕЛ з корисністю 0,5, а на усьому континуумі досліджуваної НЕПС. Зазначена інтегративність визначається урахуванням площин фігури, що утворюється характерними точками ОФЕ поміж собою, а також їх проекціями на ось абсцис. В такому випадку критерій схильності, несхильності, байдужості до ризику визначається знаком різниці між площею прямокутного трикутника, яка відповідає байдужості до ризику і площею багатокутника, що обчислюється.

2. Встановлено, що найбільш яскраво проявляється випробуваними А/Д схильність до ризику, тому ця домінантна залишилася незмінною для 100% і після застосування більш досконалого інтегративного методу визначення НР і встановлення ОДПР.

Найбільші уточнення стосувалися домінант «байдужість до ризику» і «несхильність до ризику». Загалом завдяки інтегративному новому

методу визначення НР і встановлення ОДПР було уточнено ставлення до ризику для 10% випробуваних А/Д, що й визначає ефективність методу.

4. По уточненим ОДПР побудовані узагальнені ОФК, які на відміну від попередніх дають більше уявлення про тенденції ставлення А/Д до ризику на досліджуваному континуумі НЕПС.

5. Введений і апробований новий критерій встановлення такої міри прояву ОДПР, як убуваюча хильність / несхильність до ризику. Завдяки критерію вдалося встановити, що 5,7% випробуваних А/Д демонструють саме спадаючу несхильність до ризику. Причому усі ці міри були встановлені для осіб, переведених з категорії «байдужість до ризику» до категорії «несхильність до ризику».

6. Подальші дослідження слід проводити шляхом розповсюдження розробленого інтегративного методу виявлення ОДПР на весь спектр НЕПС, що застосовується в аеронавігаційних системах для організації обслуговування повітряного руху.

Література

1. Руководство по управлению безопасностью полетов (РУБП) [Текст] : Doc. ICAO 9859 – AN / 474. –Канада :Монреаль, 2013.
2. Управление безопасностью полетов [Текст] : Приложение 19 к Конвенции о Междунар. гражданской авиации. – Канада : Монреаль, июль 2013.
3. Рева А.Н.Человеческий фактор и безопасность полетов : (Проактивное исследование

влияния) [Текст] : монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев, А.А.Бекмұхамбетов ; науч.ред. А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы, 2006. – 242 с.

4. Нечітка міра розпізнавання авіадиспетчерами небезпеки порушень норм ешелонування повітряних суден [Текст] / О. М. Рева, В. А. Шульгін, П. Ш. Мухтаров [та ін.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2015. – № 7 (124). – С. 141-147.

5. Ставлення авіаційних операторів «переднього краю» до небезпечних дій або умов професійної діяльності – головний чинник забезпечення безпеки польотів [Текст] / О. М. Рева, С. П. Борсук, В.А.Шульгін [та ін.] // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2016) : матеріали VII Міжнар. наук.-практ. конф., Херсон, 24-26 травня 2016 р.– Херсон: ХДМА, 2016.– С.90-97.

6. Теоретична модель виявлення основної домінанти діяльності авіаційного оператора в умовах ризику [Текст] / О.М. Рева, П.Ш. Мухтаров, С.В. Недбай [та ін.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія.–2011. - № 9 (86). – С.177-183.

7. Мухтаров П.Ш.Основные доминанты в принятии решений авиадиспетчером при оценке полезности-безопасности нормы эшелонирования воздушного пространства / П.Ш.Мухтаров // Авіаційно-космічна техніка і технологія.– 2014.- № 9 (116).– С.143-150.

8. Стійкість основної домінанти прийняття рішень авіадиспетчером в умовах ризику [Текст] / О.М.Рева, П.Ш.Мухтаров, Б.М.Мирзоев [та ін.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2014.- № 10 (117).– С.147-153.

9. Актуальні направления розробки працтивних моделей рішення «треугольника рисков» ИКАО [Текст]/А.Н.Рева, В.И.Вдовиченко, С.П.Борсук [та ін.] // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування : 4-та Всеукр.наук.-практ. конф.– Херсон, 9-11 жовтня 2013 р., - Херсон: ХДМА, 2013.– С.334-338.

10. Кини Р.Л. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения [Текст] : пер.с англ./ Р.Л.Кини, Х.Райфа ; под ред.И.Ф.Шахнова.– М.: Радио и связь, 1981.– 560 с.

11. Надежность и эффективность в технике [Текст] : справочник в 10 т.– Т.3 : Эффективность технических систем / под общ.ред.: В.Ф.Уткина, Ю. В. Крючкова.– М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

12. Вдосконалення процедур и аналізу оціночних функцій, побудованих для закритих задач прийняття рішень авіаційними операторами «переднього краю» [Текст] / О. М. Рева, С. П. Борсук, П. Ш. Мухтаров, [та ін.] // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2015 : матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф. - Херсон, 24-25 вересня 2015 р. - Херсон : ХДМА, 2015. – С. 291-294.

13. Райфа Х. Анализ решений (Введение в проблему выбора в условиях неопределенности) [Текст] : пер. с англ. / Х. Райфа. – М.: Наука, 1977. – 408 с.

14. Селезньов, Г. М. Основні тенденції у схильності (несхильності) до ризику у авіадиспетчерів [Текст] / Г. М. Селезньов // Наукові праці академії. - Вип.8.– Кіровоград : ДЛАУ, 2004. - С.162-171.

Надійшла до редакції 29.05.2016

А.Н. Рева, П.Ш. Мухтаров, Б.М. Мирзоев. Эффективность интегративного метода выявления отношения авиационных операторов «переднего края» к нарушениям стандартных эксплуатационных процедур

Учитывая перманентное и существенное влияние человеческого фактора на безопасность полетов, обоснована схема взаимодействия составляющих соответствующей концепции ИСАО с позиций «отношения сотрудников организаций к опасным действиям или условиям». К указанному «отношению» отнесена основная доминанта принятия решений авиационными операторами «переднего края», которая характеризует их склонность, несклонность, безразличие к риску. Доминанта выявляется по специальному показателю так называемой надбавки за риск в процессе решения закрытой задачи принятия решений путем построения и анализа оценочной функции полезности показателей и характеристик профессиональной деятельности авиационных операторов по ограниченному числу точек. Предложен новый метод выявления и анализа надбавки за риск, который в отличие от общепринятого ориентируется не на одну характерную точку оценочной функции полезности, а базируется на интегративной оценке установленных площадей фигур, образуемых ними. Определенно, что новый интегративный метод способствует изменению основной доминанты, определенной обычным методом, в 10% случаях, что и характеризует степень его эффективности. Введен критерий выявления меры склонности / несклонности к риску, который характеризует ее убывающие тенденции.

Ключевые слова: безопасность полетов, человеческий фактор, авиаадиспетчер, нормы эшелонирования воздушного пространства, отношение к нарушениям норм, основная доминанта принятия решений, оценочная функция полезности, площадь фигур, образуемых характерными точками, эффективность метода.

O.M. Reva, P.Sh. Mukhtarov, B.M. Mirzayev. Effectivity of integrative method of determining of aviation operators' relations of "front edge" to trouble of standard exploitation procedure

Taking into account permanent and substantial effect of human factor on flight safety scheme was proved consisting of relevant concepts of ICAO from perspective "relations of coworkers of organizations to hazardous actions or conditions". To pointed out "relation" include basic dominance of taking decision by aviation operators of "front edge" that characterizes their inclination, disinclination, indifference to the risk. Dominant is determined on special criteria of increase for risk in the process of secret question solution of determining by plotting and analyzing of estimating function of criteria and characteristics productivity of aviation operators' professional activity on limited number of points. Was offered new method of recognition and analyzing of the increase for risk that as distinct from generally accepted doesn't orient on one reference point of productivity estimating function but is based on integrative estimation of determined figure square formed by them. Was determined new integrative method that facilitates change of basic dominant determining by traditional method in 10% incidents that characterizes rate of its effectivity. Were introduced criteria of determining of inclination/disinclination rate to risk that characterizes decreasing tendency.

Key words: flight safety, human factor, air traffic controller, guides of air space echeloning, relation to guide breach, basic determining dominant, estimating function of productivity, figure square formed by characteristic points, method effectivity.

УДК 629.7.054

ТОГРУЛ ИСА ОГЛЫ КАРИМЛИ, ВАСИФ АЙДЫН ОГЛЫ НЕЙМАТОВ

Национальная Академия Авиации Азербайджана, Баку, Азербайджан

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ НАЧАЛЬНОЙ ВЫСТАВКИ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ

Построена система начальной выставки пьезоэлектрических акселерометров, исключающая образования паразитной поперечной чувствительности. Обсуждены вопросы, принципы построения подобных систем без привлечения дополнительных датчиков положения и выяснены режимы работы системы начальной выставки. Составлены схемы и логические условия для подключения акселерометров, как в качестве задающего устройства, так и в качестве датчика обратной связи. Обосновано использование двух идентичных акселерометров с целью обеспечения максимальной продольной чувствительности по одной оси. Полученные осциллографы от симуляции составленной модели разработанной системы подтверждают достоверность составленных алгоритмических уравнений управления.

Ключевые слова: акселерометр, продольная чувствительность, грубая и точная выставка.

1. Введение

Как известно, особенность применения пьезоэлектрических акселерометров заключается в проведении измерения между акселерометром и конструкцией объекта, что может оказать существенное влияние на отклик конструкции, на выходной сигнал акселерометра или на все вместе взятое [1]. Существуют несколько методов установки, которые значительно действуют на коэффициент передачи высокочастотного сигнала [2]. Несмотря на тщательно разработанные рекомендации закрепления и установки акселерометров, ни один из них не способен обеспечить исключения такого побочного и нежелательного эффекта, как возникновение поперечной чувствительности. Проблема возникновения эффекта поперечной чувствительности и отсутствия системы контроля положения установленного акселерометра с методом механического крепления, характерна для таких сложных объектов как летательные аппараты, в том числе и для беспилотных.

В данной статье предлагается система начальной выставки (СНВ) пьезоэлектрических акселерометров (ПЭА), которая позволяет в автоматическом режиме установить акселерометр таким образом, чтобы исключить возможность возникновения поперечной чувствительности. Наличие такой системы также позволило бы, по мере эксплуатации акселерометров, на основе специальной разработанной программы, в полуавтоматическом режиме внести корректировки для устранения нарушений положения точной установки впоследствии многократных

механических воздействий, например после некоторых часов работы.

2. Постановка задачи

При установке акселерометров следует ориентировать корпус акселерометра таким образом, чтобы его ось максимальной чувствительности (рабочая ось) совпадала с направлением измеряемого виброускорения, а направление минимальной чувствительности к колебаниям в поперечном направлении совпадало с направлением последних. Наиболее распространенными способами крепления акселерометров являются резьбовое соединение, приклеивание и магнитное крепление. Иногда используется механическое поджатие и редко вакуумное крепление [3, 4].

Общие недостатки названных способов крепления – это сложность ориентировки акселерометра на установочной плоскости в случае необходимости и вероятности самоотвинчивания без дополнительной фиксации при длительной эксплуатации акселерометров с механическим креплением. В широко распространенных акселерометрах с фланцевым креплением, обладающих высокой надежностью и позволяющих их установку в фиксированном положении, снижается частота установочного резонанса из-за увеличения массы и габаритов за счет фланца, а также из-за неравномерного усилия поджатия по контактной поверхности.

Клеевой способ крепления используется при невозможности выполнения в месте установки акселерометров крепежных отверстий. Этот способ, также имеет некоторые недо-

стаки: клеи, содержащие растворитель, не обеспечивают высокую жесткость соединения по всей установочной поверхности; меньшая надежность и прочность клеевого соединения по сравнению с резьбовым соединением; ограничение рабочего диапазона температур (для большинства kleев до 80°C), а также сложность демонтажа датчика без его повреждения.

К недостаткам различных вариантов крепления ПЭА, следует отнести эффект возникновения поперечной чувствительности, причиной которой является неточность перпендикулярного направления продольной оси акселерометра к поверхности крепления и недостаточная надежность в сохранении своего исходного положения крепления во время длительной эксплуатации.

Применение ручного щупа обеспечивает самое быстрое крепление акселерометра, но, при этом значительно увеличивается погрешность и понижается воспроизводимость результатов измерений. Это связано с низкой частотой установочного резонанса (1 – 2 кГц), отклонением оси датчика от нормали и непостоянным усилием поджатия.

Таким образом, возникает необходимость в разработке специального автоматизированного электромеханического узла, с помощью которого, после механического крепления контактных акселерометров на местах установки, в зависимости от углового рассогласования между их продольных осей выполняется их точная ориентация по направлению координатной оси.

3. Решение поставленной задачи

Следует отметить, что в работе [5] уже рассматривалась аналогичная задача, но для исполнительных механизмов космического аппарата – двигателей – маховиков (ДМ), где предлагается для одной оси использовать два жестко связанных между собой, а для трех осей шесть маховиков. В этой работе рассмотрены вопросы, связанные с определением оптимальной структуры расположения двигателей-маховиков на космическом аппарате по сравнению с установленным стандартом NASA и известной фирмой General Electric. Обосновано, что альтернативный вариант по сравнению с названными при отказах ДМ обладает большей эффективностью.

Для объяснения сути предложенного способа, рассмотрим схему, представленную на рис 1.

Как видно из схемы, два акселерометра, установленные на одной и той же поверхности, имеют погрешность установки и их

продольные оси не полностью перпендикулярны к поверхностям, с которыми должны иметь механический контакт для измерения ускорений или вибраций. Для определения перпендикулярности, к поверхности каждого акселерометра необходимо выполнить

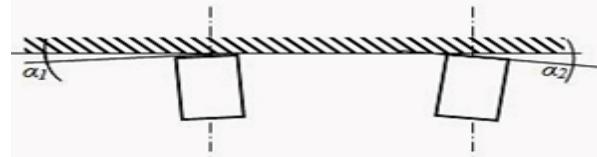


Рис.1. Погрешности установки двух акселерометров на одну и ту же поверхность

некоторые измерительные процедуры, для чего пришлось бы использовать дополнительные стенокалибровочные приспособления и оборудование. Но, если взять абсолютно идентичные два акселерометра и сравнить их выходные сигналы, то легко можно будет определить, насколько ровно они установлены по продольной оси (по нормали к поверхности).

На рис. 2. представлена конструктивная схема системы начальной выставки акселерометров (СНВ), которая основана на вышеуказанном предположении.

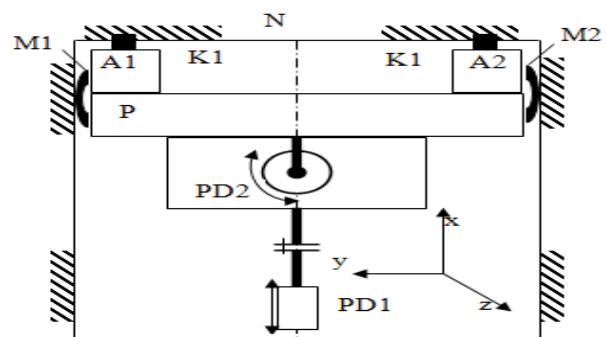


Рис. 2. Схема компоновки СНВ
 А1, А2 – пьезоэлектрические акселерометры;
 К1, К2- механические контакты с инерционными
 массами акселерометров, М1 М2 – электромагнитные
 тормоза; Р –подвижная платформа, имеющая линейное
 перемещение вдоль оси симметрии;
 ПД1- следящий электропривод с двигателем постоянного
 тока ПД2- пьезоэлектрический двигатель привода пово-
 ротного стола; Н-корпус подвижного объекта

Рассмотрим работу СНВ, в которой процесс выставки ПЭА состоит из двух последующих этапов: грубой выставки и точной выставки.

Грубая выставка выполняется для высокоскоростного приближения платформы Р к неподвижной стенке корпуса Н по оси Х и завершается касанием одного из механических контактов К1, К2 на акселерометрах А1 или

A2. Завершение грубой выставки происходит автоматически, при получении сигнала от выходов одного из акселерометров A1 или A2. Этот сигнал в режиме грубой выставки предназначен для одновременного отключения следующего электропривода PD1 и включения поворотного привода с двигателем PD2. Таким образом выходные сигналы акселерометров A1, A2 являются командой для старта второго этапа, т.е. этапа точной выставки.

На этом этапе поворотный привод с реверсивным PD2 поворачивает стол, на котором жестко закреплена платформа Р с ПЭА A1, A2 вокруг оси z по или против часовой стрелки до тех пор, пока на выходе сравнивающего устройства, куда поступают выходные сигналы от A1, A2, не образуется нулевой сигнал. Так как, акселерометры являются абсолютно идентичными и при идентичной ориентации относительно неподвижного корпуса, то разность их выходных сигналов будет равно нулю. А это означает, что их продольные оси в достаточной степени перпендикулярны к установленной поверхности и у них отсутствует эффект по-перечной чувствительности.

Функциональная блок-схема СНВ показана на рис. 3.

Перед началом работы СНВ, пока механические контакты К1, К2 не коснулись к инерционным массам ПЭА А1, А2, на входы ЛСД поступают нулевые сигналы и поэтому выходной нулевой сигнал через блок СП2 запрещает пуск к работе ППС и инверсионный, через ЛСИ единичный сигнал разрешает пуск к работе ЭП ПП. ПЭА А1 и А2 имеющие между собой жесткую механическую связь (оба закреплены на поворотный стол) вместе с ППС, в свою очередь, закреплены на ПП. Таким образом, после пуска к работе ЭП ПП, ПЭА А1, А2 движутся к стенке корпуса N (см, рис.2). При первом же контакте с К1, К2 с одним из ПЭА, сигналы управления, поступающие на ПС1, ПС2 инвертируются и впоследствии этого переключения прекращает работу ЭП ПП и запускается к работе ППС, тем самым в СНВ стартует второй этап – этап точной выставки.

На втором этапе, после того как СП2 включает ППС, логика выбора направления (ЛВН) определяет направление движения поворотного стола, то есть направление вращения двигателя ППС. Так как, после первого этапа один из ПЭА A1, A2 первым коснется одного из контактов K1 или K2 соответственно, то выходные сигналы акселерометров, поступающие на CC1, окажутся разными и разность их, полученная на выходе CC1, поступает на CC2, где сравнивается с выходным сигналом ЗНЧ.

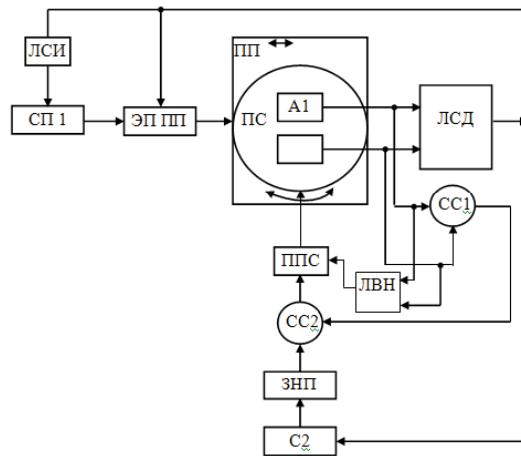


Рис. 3. Функциональная блок-схема СНВ ПЭА А1 А2- пьезоэлектрические акселерометры; ПП- подвижная платформа; ПС- поворотный стол; ЭЛП- электропривод линейных перемещений платформы, ППС- привод поворотного стола;
ЛСД -логическая схема дизьюнкция, ЛСИ - логическая схема инверсия; СС1 и СС2-схемы сравнения; СП1, СП2 – схемы пуска и отключения ЭП и ППС; ЗНП- задатчик нулевого положения

Одновременно, после определения ЛВН направления поворота стола, ПЭП поворачивает стол до тех пор, пока не выровняются положения акселерометров относительно контактов К1, К2. Например, если А1 первым коснется контакта К1, то ЛВН определит поворот стола против часовой стрелки. При выравнивании положений акселерометров их выходные сигналы, поступающие на СС1, станут равными друг другу и таким образом на СС2 поступит нулевой сигнал и поворот стола прекратится. Следует отметить, что хотя функциональной схеме ЗНП представлен отдельным блоком, но это лишь, только для удобства разъяснения принципа работы. А по сути, в качестве ЗНП должен подключиться один из акселерометров А1, А2, первым коснувшийся механических контактов К1, К2. Аналогичное нужно отметить и о СС1, СС2. Эти устройства являются одними и теми же сравнивающими устройствами. Иными словами, функциональная схема содержит логическую схему управления взаимовключением акселерометров и СС, которая не показана на рис. 3.

Такой принцип построения схемы СНВ позволяет, без применения дополнительных датчиков, осуществить точную начальную выставку одноосных акселерометров и предотвращает появление поперечной чувствительности.

4. Алгоритмы управления

Функциональная схема системы управления СНВ представлена на рис. 4. На схему запрета акселерометров (СЗА1, СЗА2) посту-

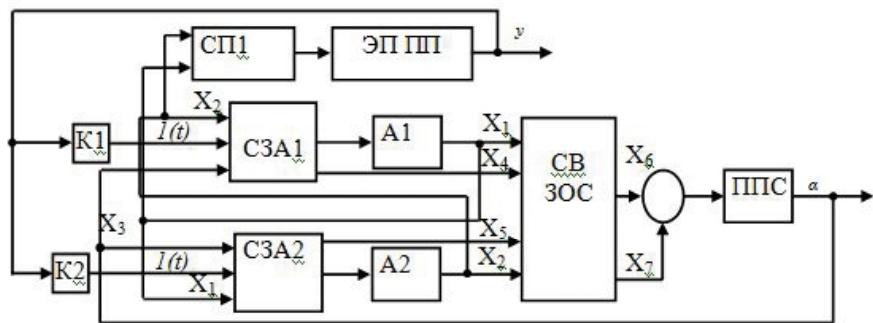


Рис. 4. Функциональная схема системы управления СНВ.

C3A1, C3A2 - схема запрета акселерометров; A1 A2- пьезоэлектрические акселерометры; ЭП ПП - электропривод подвижной платформы; ППС- привод поворотного стола; СП1, СП2 – схемы пуска и отключения ЭП и ППС; СВЗОС - схема выбора задающего устройства и обратной связи

паяют сигналы: X_1 , X_2 – выходные сигналы акселерометров A1, A2 соответственно, и X_3 -сигнал обратной связи следящей системы привода точной выставки (ППС), которая выполняет точную выставку акселерометров.

На схему запрета акселерометров (C3A1, C3A2) поступают сигналы: X_1 , X_2 – выходные сигналы акселерометров A1, A2 соответственно, и X_3 -сигнал обратной связи следящей системы привода точной выставки (ППС), которая выполняет точную выставку акселерометров.

Работа СНВ начинается с пуском ЭП ПП – режим грубой выставки (РГВ). Отключение РГВ происходит после касания одного из акселерометров A1, A2 на контакты K1, K2. Допустим, что после грубой выставки акселерометр A1 первым коснулся контакта K1.

(см: рис 2). Его выходной сигнал X_1 поступает на схему СП1 и происходит отключение ЭП ПП и этим завершается РГВ. Далее, этот сигнал поступает на С3A2, запрещает подключение A2 на вход ППС и подготавливает его подключение в цепь обратной связи ППС: вход X_3 соединяется с выходом X_5 . Аналогичное произойдет, если после грубой выставки первым коснется механического контакта K2 акселерометр A2: вход X_3 соединится с выходом X_4 и С3A1 подготовит включение A1 в цепь обратной связи ППС.

Таким образом, на схему выбора задающего устройства и обратной связи СВЗОС поступают четыре сигнала: X_1 , X_2 – выхода акселерометров A1, A2 соответственно, и X_4 , X_5 – подготовительные сигналы для включения акселерометров в цепь обратной связи следящей системы. Очевидно, что СВЗОС должен работать таким образом, что если A1 подключит как задающее

устройство, то A2 должен подключить в цепь обратной связи и наоборот.

На рис. 5 показаны компьютерные модели СНВ и субсистем С3A1 (SZA1), СВЗОС (SVZOS).

Уравнения, описывающие алгоритмы работы этих субсистем, являются следующие:

для субсистемы С3A1:

для субсистемы СВЗОС:

$$X_{a1} = l(t) \left(1 - \frac{1}{K_a} X_2 \right) + X_3, \quad (1)$$

$$X_{a2} = l(t) \left(1 - \frac{1}{K_a} X_1 \right) + X_3, \quad (2)$$

$$X_4 = l(t) \left(1 - \frac{1}{K_a} X_2 \right), \quad (3)$$

$$X_5 = l(t) \left(1 - \frac{1}{K_a} X_1 \right), \quad (4)$$

$$X_6 = X_1 X_4 + X_2 X_5, \quad (5)$$

$$X_7 = (X_1 + X_2) X_4 X_5, \quad (6)$$

где K_a - коэффициент передачи пьезоэлектрических акселерометров;

X_6 - выход СВЗОС для подключения задающего устройства;

X_7 - выход СВЗОС для подключения обратной связи датчика.

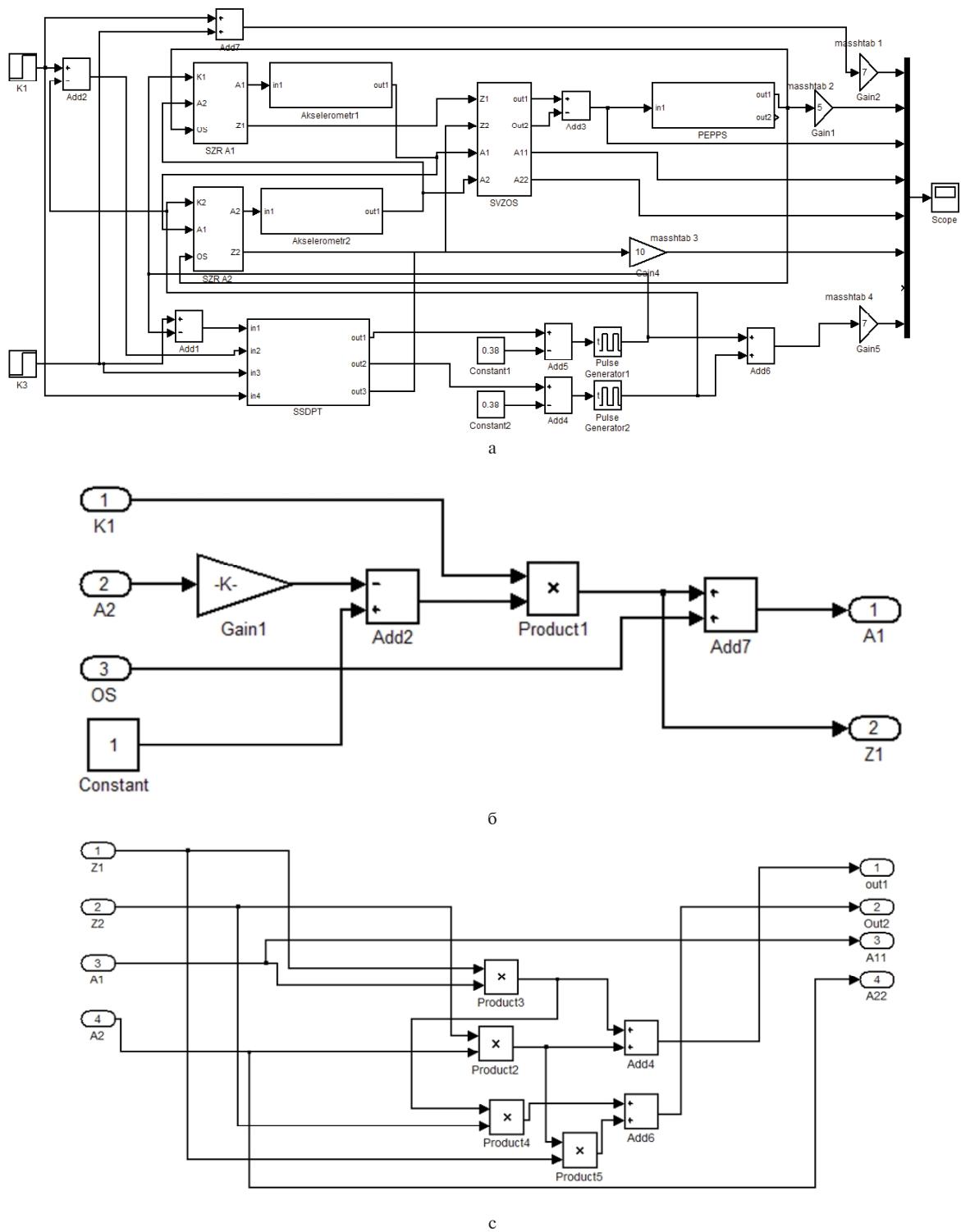


Рис. 5 Компьютерная модель СНВ. а) общая модель; и) субсистема С3А1 (СЗА1); в) субсистема СВЗОС (СВЗОС)

В качестве ЭП ПП можно применять следующие приводы малой мощности постоянного или переменного тока с регуляторами скорости и положения, настроенные на технический оптимум переходного процесса [6,7]. Что ка-

сается привода поворотного стола, здесь имеет место задача точного позиционирования. В подобных случаях широко применяются тихоходные двигатели разного типа, а также пьезоэлектрические [8,9].

На основе данных вышеуказанных источников, выбрана передаточная функция для ЭП ПС с двигателем постоянного тока:

$$W_{pd1}(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{1,05}{0,6191 \cdot 10^{-4}s^2 + 0,011477s + 1}, \quad (7)$$

а также для ППС, в качестве которой выбран привод с реверсивным пьезоэлектрическим двигателем:

$$W_{pd}(s) = \frac{\phi(s)}{U(s)} = \frac{1,05}{2,98 \cdot 10^{-8}s^3 + 0,6191 \cdot 10^{-4}s^2 + 0,011477s + 1}. \quad (8)$$

Согласно работам [10-12], рассчитаны передаточные функции акселерометров:

$$W_{a1}(s) = \\ = W_{a2}(s) = \frac{12}{1 \cdot 10^{-12}s^2 + 3,5 \cdot 10^{-7}s + 1}, \quad (9)$$

и фазовых дискриминаторов:

$$W_{fu1}(s) = W_{fu2}(s) = \frac{1,27}{5 \cdot 10^{-6}s + 1}, \quad (10)$$

которые, соединяясь последовательно, образуют субсистемы A1, A2.

Как видно из рис.6, где показаны кривые, полученные от симуляции разработанной модели, в момент касания A1 формируется импульс, который отключает ЭП ПП и A1 подключается как задатчик, а A2 – в цепь обратной связи.

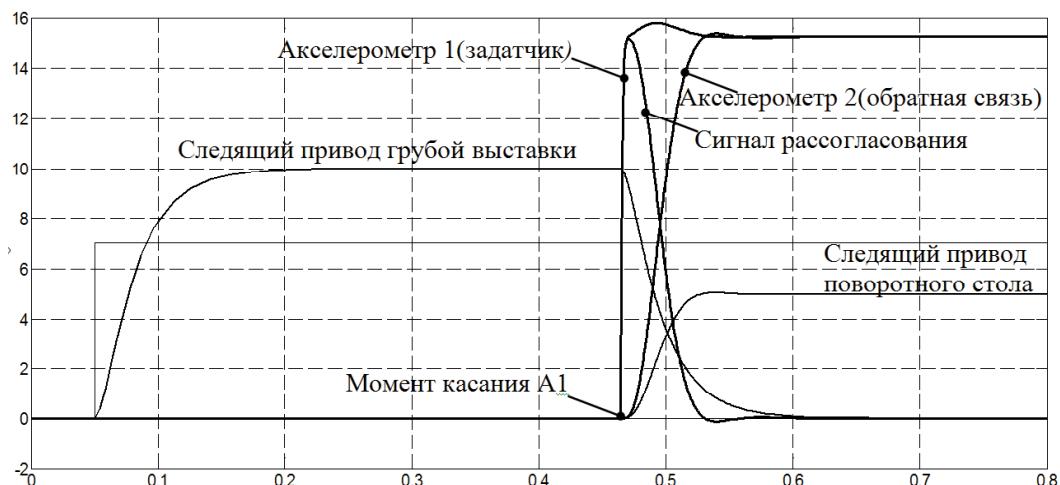


Рис. 6. Кривые, полученные от симуляции компьютерной модели СНВ

Одновременно с подачи этого импульса стартует режим точной выставки. Если первым коснется A2, то все произойдет аналогично, но на этот раз A2 подключится к входу, а A1 в цепь обратной связи. То есть, в этом случае акселерометры меняются местами, согласно алгоритмам управления.

Отметим, целью исследований являлась моделирование и симуляция системы управления СНВ. Поэтому для моделирования ПФ приводов и акселерометров были использованы результаты научных работ и учебных пособий, ссылка на которые имеется в данной статье.

Заключение

Таким образом, разработанная СНВ устраивает возникновение эффекта поперечной чувствительности по одной координатной оси измерения, за счет применения двух идентич-

ных акселерометров, продольные оси которых направлены по этой же координатной оси. А также, за счет применения системы позиционирования, состоящей из привода линейного движения вдоль координатной оси измерения, обеспечивается высокоскоростной режим грубой вставки, а за счет привода углового перемещения вокруг оси, перпендикулярной оси симметрии установки акселерометров, осуществляется режим точной вставки.

Так как рассмотренная система предназначена для устранения возникновения эффекта поперечной чувствительности только по одной координатной оси измерения, для устранения возникновения поперечной чувствительности по всем трем координатным осям, необходимо установить подобную СНВ для каждой пары акселерометров.

Литература

1. Рекомендации по выбору акселерометров в зависимости от применения. [Электронный ресурс]. Режим доступа : http://www.radiant.su/files/images/endevco/Endevco_accelerometers.pdf.
2. Характеристики акселерометров. [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://metrologu.ru/info/izmerenia/vibroizmerenia/6-harakteristiki-akselerometrov.html>.
3. Янчич В. В. Пьезоэлектрические датчики вибрационного и ударного ускорения [Текст]: учеб. пособие / В. В. Янчич. – Ростов-на-Дону, 2008.
4. Кулик А. С. Эффективность избыточных систем стабилизации и ориентации космических аппаратов с двигателями-маховиками [Текст] / А. С. Кулик, А. М. Суббота, О. В. Резникова // Авиационно-космическая техника и технология. - 2008. - № 3. - С. 18-24.
5. Бабакин И. В. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов [Текст] : в 2-х ч. / И. В. Бабакин. - Уфа, УГНТУ, 2007.
6. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода. [Текст] : учебник / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. - М. : Энергоатомиздат, 1981.
7. Квасников В. П. Математическая модель пьезоэлектрической виброопоры для координатно-измерительной машины. [Электронный ресурс] / В. П. Квасников, А. Л. Передерко, С. В. Уваров. Режим доступа : <http://www.khai.edu/csp/nauchportal/Arhiv/AKTT/2007/AKTT807/Kvasniko.pdf>.
8. Михайлов О. П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. [Текст] / О. П. Михайлов. - М.: Машиностроение. – 1990. – 304 с.
9. Соловникова В. В. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. [Текст] К. 1. Измерительные устройства, преобразующие элементы и устройства / В. В. Соловникова. - М. : Машиностроение. – 1973. – 671 с.
10. Шипунов А. Н. Определение передаточной функции датчика угловых ускорений. [Электронный ресурс] / А. Н. Шипунов, А. А. Гаврилов. Режим доступа : <http://www.nntu.ru/trudy/2011/04/311-317.pdf>.
11. Радиоавтоматика [Текст] : учеб. пособие / А. А. Елисеев, А. В. Небылов [и др.]. - М.: Высш. школа. – 1985. – 271 с.

Поступила в редакцию 29.05.2016

T. I. Karimli, V. A. Neymatov. Initial alignment system of piezoelectric accelerometers

A system of initial alignment of piezoelectric accelerometers, prevents the formation of parasitic transverse sensitivity. They discussed the principles of such systems without additional position sensors and clarified modes initial alignment of the system. And logic circuit composed for connection conditions accelerometers as both a master unit and as a feedback sensor. It justifies the use of two identical accelerometers with the purpose to maximize the sensitivity of the longitudinal axis of one. These oscilloscopes from the simulation model developed system composed confirm the accuracy of management made up of algorithmic equations.

Keywords: accelerometer, longitudinal sensitivity, coarse and fine exhibition.

T. I. Каримли , В. А. Нейматов. Моделювання системи початкової виставки п'єзоелектричних акселерометрів

Побудована система початкової виставки п'єзоелектричних акселерометрів, що включає утворення паразитної поперечної чутливості. Обговорено питання, принципи побудови подібних систем без заłożення додаткових датчиків положення і з'ясовані режими роботи системи початкової виставки. Складено схеми і логічні умови для підключення акселерометрів, як в якості задаючого пристрою, так і в якості датчика зворотного зв'язку. Обґрунтовано використання двох ідентичних акселерометрів з ціллю забезпечення максимальної поздовжньої чутливості по одній осі. Отримані осцилографи від симуляції складеної моделі розробленої системи підтверджують достовірність складених алгоритмічних рівнянь управління.

Ключові слова: акселерометр, поздовжня чутливість, груба і точна виставка.

**А.В. РУСАНОВ¹, О.Н. ХОРЕВ¹, Д.Ю. КОСЬЯНОВ¹, С.А. РЯБОВА²,
П.Н. СУХОРЕБРЫЙ¹**

¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины

²ПАО «Турбоатом», Харьков, Украина

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНОГО НАВАЛА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ

Представлены результаты численного исследования влияния окружного навала лопастей рабочего колеса осевой поворотно-лопастной гидротурбины на характеристики потока жидкости в отсасывающей трубе. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности SST Ментера. Приведены структура потока и зависимость значений КПД проточной части от величины навала на оптимальном режиме работы. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса IPMFlow.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, рабочее колесо, отсасывающая труба, пространственное профилирование, окружной навал лопастей.

Введение

Статья является продолжением публикаций о влиянии навалов лопасти рабочего колеса (РК) на структуру потока в элементах проточной части (ПЧ) и ее энергетические характеристики [1-3]. Применение навалов лопастей – один из методов пространственного профилирования основных элементов ПЧ. При навалах форма сечений лопастных систем остается неизменной, меняется только вид линии привязки и, как следствие, взаимное положение сечений в окружном или осевом направлениях. На рис. 1 приведена схема периферийного окружного навала. Сложный навал образуется за счет придания оси лопасти формы кривой второго порядка, которая задается углом саблевидности γ_U и относительной длиной изогнутого участка лопасти \bar{l}_U . Параметр \bar{l}_U определяется по формуле

$$\bar{l}_U = \frac{l_U}{l/2} \cdot 100\%. \quad (1)$$

В выполненных исследованиях рассматривались варианты сложного окружного навала с постоянным значением $l_U = l/2$ и переменными величинами углов саблевидности γ_U . Численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол саблевидности $\gamma_U = 0^\circ$) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; +20^\circ; +40^\circ$). При-

менение навала с углом $\gamma_U = 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на $7,5^\circ$, с углом $\gamma_U = 20^\circ$ – на $3,3^\circ$. На рис. 2 представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также с углами саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$ и $+40^\circ$.

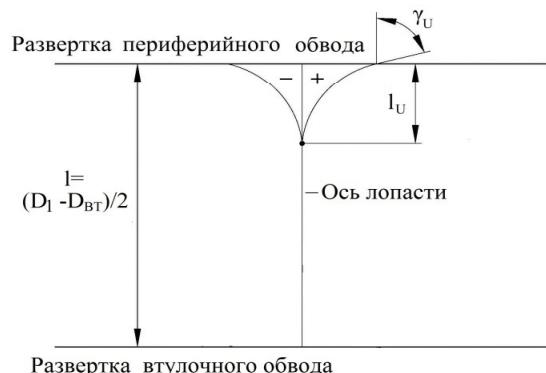


Рис. 1. Схема сложного окружного периферийного навала

В статье [3] приведены результаты исследования влияния окружного периферийного навала на структуру потока в области рабочего колеса и гидродинамические характеристики ПЧ, включающей направляющий аппарат, РК и отсасывающую трубу (ОТ). Настоящая статья посвящена более подробному анализу структуры и характеристик потока в отсасывающей трубе при разных значениях навала лопастей РК.

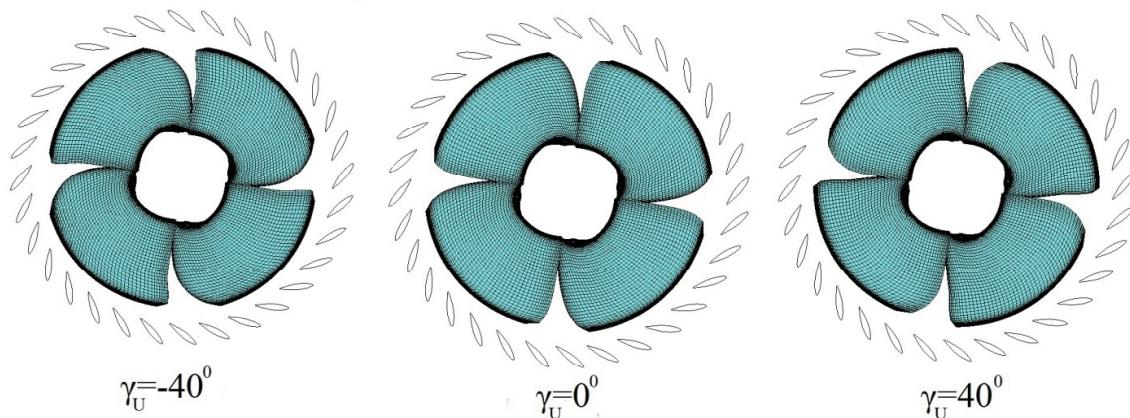


Рис. 2. Компьютерные модели РК с разными значениями угла саблевидности сложного окружного навала

Математическая модель

Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено при помощи программного комплекса IPMflow на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Уравнения Рейнольдса с двухпараметрической моделью турбулентности $k-\omega$, записанные в векторной форме в декартовой системе координат, врачающейся с постоянной угловой скоростью Ω вокруг оси x , имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y} (F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z} (G_i + G_v) = H, \quad (2)$$

где $Q = (P / \beta, u, v, w, k, \omega)^T$;

$$P = \frac{p}{\rho_*}; \quad (3)$$

$$H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6; \quad (4)$$

$$H_\omega = \left[\frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \omega^2 f_4 + (1-f_1) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_D \right] f_7; \quad (5)$$

$$E_i = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T; \quad (6)$$

$$F_i = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T; \quad (7)$$

$$G_i = (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T; \quad (8)$$

$$E_v = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T; \quad (9)$$

$$F_v = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^T; \quad (10)$$

$$G_v = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T, \quad (11)$$

где x, y, z, t – декартовы координаты и время;

Q – вектор консервативных переменных;

E_i, F_i, G_i – векторы потоков (невязкая часть);

E_v, F_v, G_v – векторы потоков (вязкая часть);

p, P, u, v, w – статическое и кинематическое давление, компоненты вектора скорости;

k, ω – кинетическая энергия турбулентности, удельная скорость диссипации;

ρ_* – плотность жидкости;

Коэффициент искусственной сжимаемости жидкости β для обеспечения высокой скорости сходимости рекомендуется выбирать из следующих соотношений

$$\beta = \max(0.3, r(u^2+v^2+w^2)), r = 1\dots 5$$

или

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0, \delta_1 = 1\dots 5, 0 < \delta_0 < 1.$$

Для численного решения уравнений задаются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задаем распределение компонент вектора скорости, на выходе – распределение статического давления p , на стенках задается условие прилипания $\vec{V} = 0$.

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Более подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [4, 5].

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

В качестве объекта исследования рассмотрена ПЧ осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [6]. Расчетная область состоит из лопаток направляющего аппарата, лопастей РК, а также ОТ. Основные характеристики НА: лопатки симметричного профиля УИ-32-2 высотой $b_0 = 0,4D_1$, диаметр расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$. РК ПЛ 20/3271у-В с диаметром втулки $d_{\text{вт}} = 0,37D_1$ и числом лопастей $z_l = 4$. Основные характеристики ОТ: высота $h = 1,915D_1$, длина $l = 4,1D_1$, колено типа 4A (рис. 1).

Расчетная область содержит по одному каналу НА и РК, а также отсасывающую трубу, и отображается с использованием сетки, у которой элементарным объемом (ячейкой) является шестигранник. Суммарное число ячеек в расчетной области $72 \times 72 \times (100 + 200) + 1.200.000 = 2.755.200$.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м на оптимальном режиме: открытие НА $a_0 = 56,52$ мм, значение угла установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$, приведенный расход $Q_l' = 1117,9$ л/с, приведенная частота вращения $n_l = 152,9$ мин⁻¹, угол потока на входе в расчетную область $\alpha_n = 38,9^\circ$ [6].

Результаты исследований

Анализ проведенных исследований показал заметное влияние навалов РК на характеристики потока в ОТ. На рис. 3 приведена компьютерная модель трубы, а также расположение ее характерных сечений. На рис. 3в приведено распределение относительной площади F^* поперечных сечений отсасывающей трубы по длине в зависимости от их номера. Под относительной площадью понимается отношение площади текущего сечения к площади входного в ОТ (сечение 1). Как видно, по всей длине ОТ, кроме сечения 5, течение диффузорное. Это обеспечивает преобразование кинетической энергии потока в энергию давления и повышение эффективности работы турбины.

На рис. 4 приведено распределение меридиональной (расходной) V_m и окружной скорости V_u , а также абсолютного угла потока α за РК (на входе в ОТ) по ширине канала при разных значениях угла саблевидности γ_U . Эти данные необходимы для оценки изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что применение сложного окружного периферийного навала мало влияет на величину закрутки потока и значение угла потока за РК. Навалы заметно влияют на распределение расходной скорости V_m . Для иссле-

даемого РК наиболее плавная эпюра скорости получена при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Более равномерное распределение V_m на входе в отсасывающую трубу, как правило, приводит к улучшению течения в ней и повышению энергетических показателей ПЧ в целом.

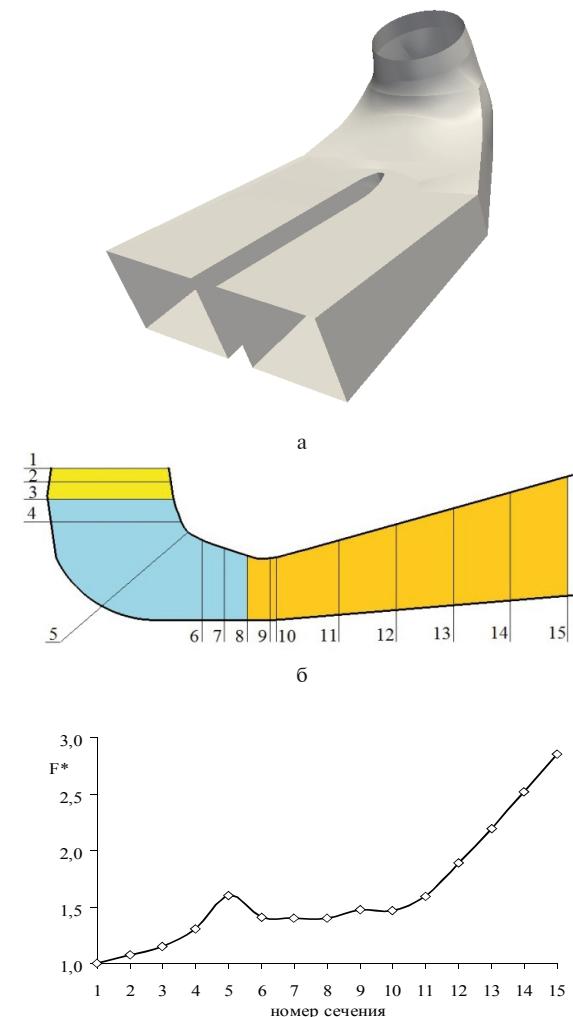
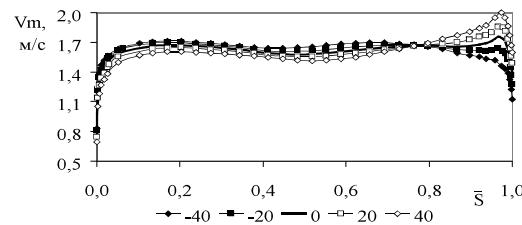


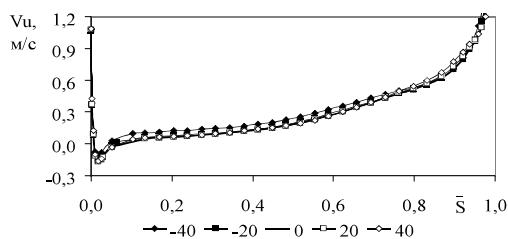
Рис. 3. Отсасывающая труба Кременчугской ГЭС:
а) компьютерная модель; б) характерные сечения для
исследования структуры потока; в) изменение относи-
тельной площади сечений отсасывающей трубы

На рис. 5а показано изменение осредненного по площади статического давления (относительно величины давления на входе в ОТ) по сечениям при разных значениях навала лопастей РК. На рис. 5б приведено изменение распределения давления в трубе относительно исходного варианта РК. Применение навалов с отрицательным углом саблевидности приводит к повышению величины статического давления относительно исходного варианта; а с положительным – к понижению. Наиболее благоприятное распределение получено при навале РК

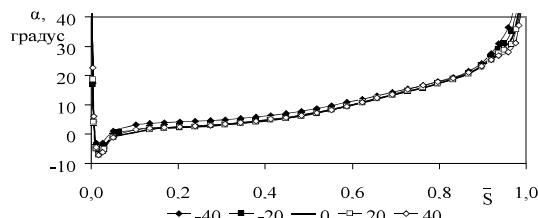
с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Из рисунка видно, что навалы оказывают незначительное влияние на значения давления в вертикальном диффузоре (сечения 1-3). Наибольшее изменение происходит в колене (сечения 3-8). В отводящем горизонтальном диффузоре (сечения 8-15) статическое давление продолжает повышаться, но его уровень относительно исходного варианта падает во всех расчетных ПЧ, кроме варианта РК с навалом $\gamma_U = -20^\circ$.



а



б

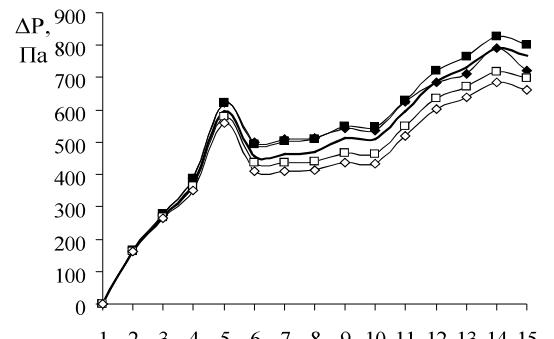


в

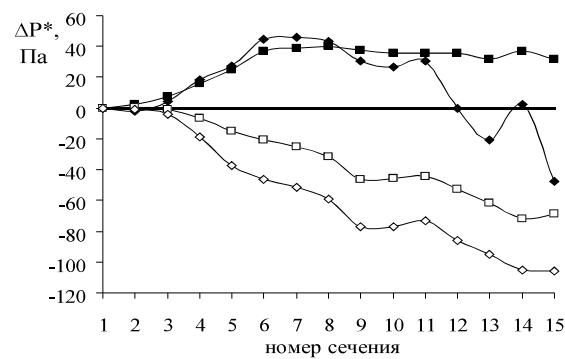
Рис. 4. Распределение компонент скорости и угла потока на входе в отсасывающую трубу:
а) меридиональной скорости V_m ; б) окружной скорости V_u ; в) абсолютного угла потока α

На рис.6 приведено распределение изолиний расходной скорости в выходном сечении ОТ (№15) при разных значениях навалов лопастей РК. Как видно из рисунка, у всех вариантов ПЧ наблюдается заметная неравномерность распределения скорости — ее уровень в правом канале (по ходу течения) заметно ниже, чем в левом. Наиболее благоприятная картина течения в исходном варианте и с навалом рабочего колеса $\gamma_U = -20^\circ$. В этих ПЧ практически отсутствуют зоны с обратным течением на выходе. В других же ПЧ — с увеличением угла саблевидности как в одну, так и в другую сторону — повышается

неравномерность распределения скорости за счет ее значительного роста в левом канале и увеличения размеров и интенсивности зон с обратным течением потока.



а



б

Рис. 5. Распределение статического давления вдоль отсасывающей трубы:
а) восстановление давления относительно значения на входном сечении;
б) характер приращения статического давления в отсасывающей трубе относительно варианта $\gamma_U = 0^\circ$

Проведенные исследования дали возможность оценить зависимость энергетических показателей ПЧ от величины навала. На рис.7 приведены зависимости потерь энергии в ОТ и относительного КПД всей расчетной ПЧ. Под относительным КПД понимается отношение этого параметра в проточных частях с РК с навалами к значению КПД исходного варианта ($\gamma_U = 0^\circ$). Меньшие значения потерь энергии в трубе h_{OT} наблюдаются у исходного варианта РК ($\gamma_U = 0^\circ$) и при угле саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$, где значения потерь составляют порядка 1,90%. При увеличении угла саблевидности уровень потерь в ОТ начинает заметно возрастать.

Это связано с перераспределением компонент скорости (в основном на периферии) на входе в отсасывающую трубу вследствие приме-

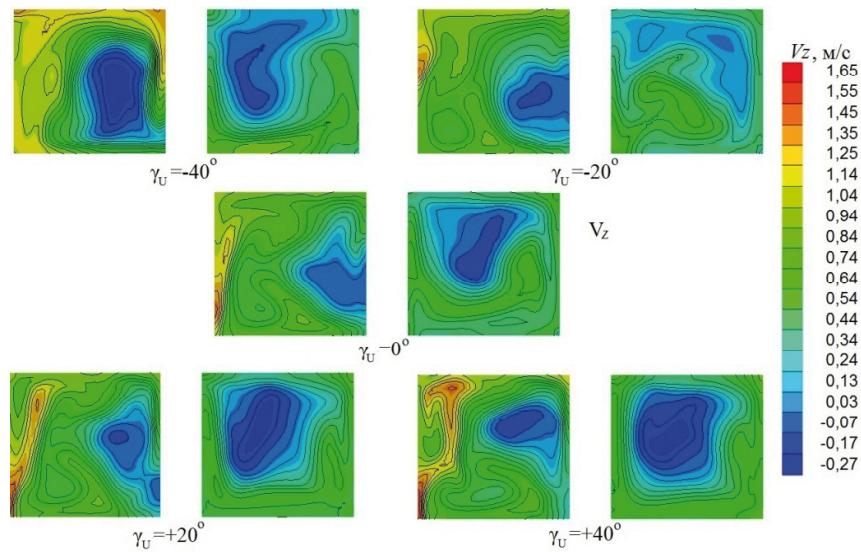


Рис. 6. Изолинии расходной компоненты вектора скорости в выходном сечении отсасывающей трубы

нения навала РК (рис.4), что, в свою очередь, привело к изменению структуры потока в самой ОТ. Максимальное значение относительного КПД получено в ПЧ с РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$ – повышение составило около 0,74 %. Следует отметить, что в этой ПЧ величина срабатываемого напора Н по сравнению с исходным практически не изменилась (разность менее 0,1 %), т.е. положение режимной точки в поле универсальной характеристики осталось прежним.

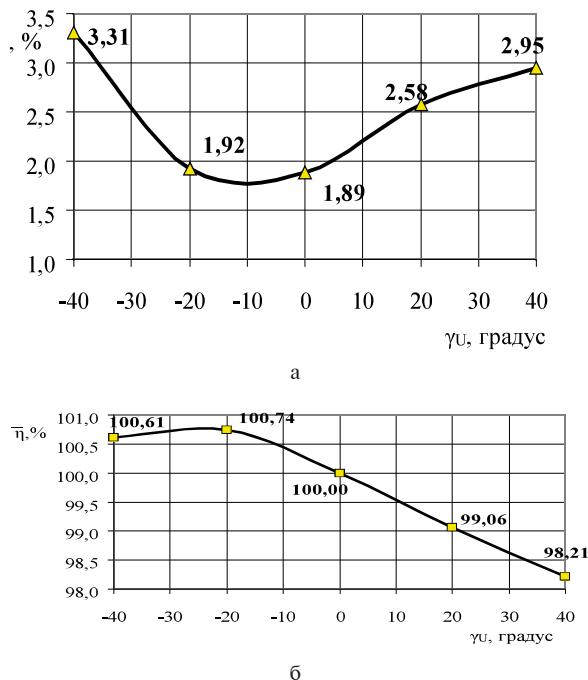


Рис. 7. Зависимость энергетических характеристик от величины навала:
а) потери энергии в ОТ; б) относительный КПД

Заключение

Выполнено численное исследование влияния сложного окружного навала лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на характеристики потока в отсасывающей трубе. В результате установлено, что применение периферийного окружного навала:

- заметно влияет на распределение статического давления вдоль трубы;
- оказывает существенное влияние на распределение расходной составляющей скорости в трубе;

– позволило добиться повышения максимального значения КПД при оптимальном режиме работы современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

Учет отсасывающей трубы в расчетной области дал возможность более точно смоделировать течение жидкости в проточной части, учесть взаимное влияние ее элементов.

Литература

1. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части [Текст] : зб. наук. пр. / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Гідралічні машини та гідроагрегати. – Вип. 3 (1112). – Х., 2015. – С. 8-12.
2. Влияние сложного окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части [Текст] : зб. наук. пр. / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Вип. 18 (1127). – Х., 2015. – С. 130-141.

3. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины [Текст] : зб. наук. пр. / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьяннов [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Гідрравлічні машини та гідроагрегати. – Вип. 20 (1192). – Х., 2016. – С. 8-14.
4. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьяннов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. 2009. №5. С. 47.
5. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: монография / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. 275 с.
6. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [Текст] : зб.наук.пр./ А.В.Русанов, А.В.Линник, П.Н.Сухоребрий [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси у статкування. – Вип. 1 (1044). – Х., 2014. – С.41-48.

Поступила в редакцию 30.05.2016

А.В. Русанов, О.М. Хорев, Д.Ю. Косьяннов, С.О. Рябова, П.М. Сухоребрий. Вплив окружного навалу лопастей робочого колеса на структуру потоку у відсмоктувальній трубі осьової гідромашини

Представлено результати чисельного дослідження впливу окружного навалу лопатей робочого колеса осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни на характеристики потоку рідини в відсмоктувальній трубі. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для обліку турбулентних ефектів застосована двопараметрична модель турбулентності SST Ментера. Наведено структуру потоку і залежність значень ККД проточної частини від величини навалу при оптимальному режимі роботи. Розрахунки виконані з використанням програмного комплексу IPMFlow.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, відсмоктувальна труба, просторове профілювання, окружний навал лопастей.

A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, D.Yu. Kosianov, S.A. Riabova, P.N. Sukhorebryi. Influence of the circular offset of the runner blades of the kaplan turbine on the flow pattern in the draft tube

The results of numerical investigation of influence of the circular offset of the runner blades of the Kaplan turbine upon characteristics of the fluid flow in the draft tube are presented. The flow simulation has been carried out on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. The flow pattern and dependences of the flow part from offset value at optimum operating condition is given. The investigations have been conducted by means of the software package IPMFlow.

Key words: hydro turbine, flow part, runner, draft tube, spatial profiling, circular offset

УДК 621.431.3

М.Р. ТКАЧ, Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ, С.М. ДОЦЕНКО, Ю.Н. ГАЛЫНКИН

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СТАЦИОНАРНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ МЕТАЛЛОГИДРИДНЫМИ УСТАНОВКАМИ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Проиллюстрирована диаграмма теплового баланса малооборотного двигателя MAN 12K98MC стационарной электростанции. Установлено, что применение в качестве компонента рабочего тела металлогидридного материала Zr₂Cr₃Fe_{1,2} позволяет достичь КПД установки 21%. Выявлено, что максимальному значению КПД соответствует температура десорбции 380...420 К. Приведено влияние регенерации тепловой и механической энергии на КПД установки, а также установлено, что увеличение объемной концентрации металлогидридного материала в жидкости-носителе с 0,1 до 0,3 приведет к увеличению КПД металлогидридной установки с 0,05 до 0,13.

Ключевые слова: утилизационная установка, малооборотный двигатель, стационарная электростанция, рабочее тело, металлогидридная сuspensia, водород.

Обзор публикаций. В последние годы на рынке стационарных дизельных двигателей наблюдается растущий спрос на надежные и эффективные машины в диапазоне 30...250 МВт, способные использовать низкокачественные сорта топлив. Для крупных потребителей спрос удовлетворяется за счет современных двухтактных малооборотных дизелей (МОД) [2].

Основные преимущества стационарных электростанций, использующих для привода генератора малооборотные двухтактные дизели:

- высокое значение агрегатной мощности (превышает 80 МВт);
- соответствие фактическим условиям климатической зоны применения, с должным учетом сезонных колебаний;
- эффективность двухтактных малооборотных дизельных двигателей практически не зависит от нагрузки в широком диапазоне значений, кроме того, работоспособность обеспечивается без каких-либо ограничений вплоть до 10% указанной максимальной непрерывной мощности (MCR);
- способность работать практически на любом виде коммерчески доступного жидкого или газообразного топлива, в том числе на различных видах биотоплива животного или растительного происхождения;
- расчетная температура предварительно нагрева топлива 250 °C, что соответствует удельной вязкости топлива около 70000 сСт при 50 °C (в 100 раз выше допустимой вязкости топлива среднеоборотных двигателей) [2, 3].

Несмотря на высокую энергетическую эффективность современных малооборотных двигателей, около половины энергии топлива не используется для производства полезной мощности, а отводится в окружающую среду вместе с теплом вторичных энергоресурсов (ВЭР): теплом отработавших газов, надувочного воздуха, охлаждающей воды и масла. Поэтому рациональным путем дальнейшего повышения эффективности стационарных электростанций с МОД является утилизация тепла ВЭР. На сегодняшний день известен ряд способов преобразования такого тепла в полезную работу, среди которых турбокомпаундные установки [4], паротурбинные установки [4], установки с низкокипящим рабочим телом [5], установки, работающие по сверхкритическому циклу [6], водоаммиачные установки (цикл Калины) [7], термоэлектрические установки [8] и другие. На сегодняшний день серийно применяются только турбокомпаундные и паротурбинные установки, остальные находятся на уровне экспериментальных разработок.

Изложение основного материала. Альтернативой указанным способам утилизации являются металлогидридные установки непрерывного действия, рабочими телами которых являются водород и гидридная супензия (металлогидридный материал, помещенный в инертную к процессам поглощения-выделения водорода жидкость). Технологическая схема такой установки состоит из теплообменников отвода тепла ВЭР, десорбера, перегревателя водорода, расширительной машины, насоса перекачки супензии, насосов теплоносителей горячего

и холодного контуров, адсорбера, регенерационного теплообменника, регенерационного турбонасосного агрегата [9].

Проведенные предварительные исследования показали принципиальную работоспособность таких установок [10,11], а также позволили определить виды металлогидридных материалов, которые рационально применять в качестве компонента рабочего тела [9]. Одним из таких материалов является ZrCrFe_{1,2}. Свойства указанного материала приведены в [12].

В данной работе представлены результаты исследования металлогидридной установки непрерывного действия применительно к двигателю MAN 12K90MC-S, электростанции The GMR Vasavi Group, Ченнаи, Индия. Для определения потенциала вторичных энергоресурсов указанного двигателя составлена диаграмма теплового баланса, характерная для короткоХодовых двигателей MAN Diesel (К-серия) [13], рис. 1 из которой видно, что около 52% энергии топлива отводится в окружающую среду.

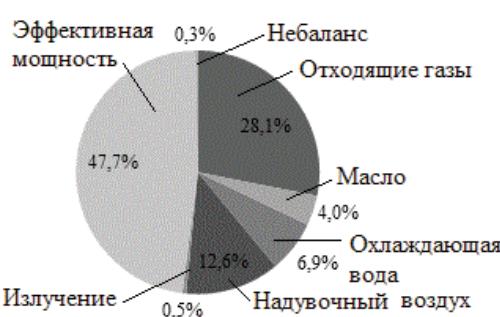


Рис. 1. Диаграмма теплового баланса двигателя MAN 12K98MC-S

Цель. Определение эффективных энергетических показателей утилизационной металлогидридной установки применительно к двигателю MAN 12K90MC-S, использующей в качестве компонента рабочего тела металлогидридный материал ZrCrFe_{1,2}.

Определение эффективных энергетических показателей проведено путем математического моделирования, для чего использована математическая модель металлогидридной установки непрерывного действия, схема, алгоритм и основные уравнения которой приведены в [9].

Эффективность утилизационной установки оценивается КПД, который представляет собой отношение полезной механической мощности N_{мех}, полученной в водородной расширительной машине с учетом затрат на перекачку супспензии N_{nc}, а также на привод насосов нагревающего N_{нг} и охлаждающего N_{нх} контуров, к затраченной тепловой мощности на нагрев супспензии Q_н, реакцию десорбции Q_д и перегрев водорода Q_п в перегревателе.

$$\eta_e = \frac{N_{\text{мех}}}{Q_h + Q_d + Q_n},$$

где N_{мех} определяется как разность механической мощности полученной в водородной расширительной машине N_{pm} и мощности, затраченной на перекачку супспензии N_{nc}, а также мощность, затраченную не перекачку теплоносителей горячего N_{нг} и холодного N_{нх} контуров:

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{pm}} - N_{\text{nc}} - N_{\text{нг}} - N_{\text{нх}}$$

Мощность N_{pm}, вырабатываемая в расширительной машине, определяется расходом водорода и располагаемым изоэнтропийным теплоперепадом водорода (водород рассматривается как реальный газ) при изменении параметров от давления и температуры на входе (P₂, T₂) до давления на выходе P₃:

$$N_{\text{pm}} = G_H \left[H_2^H(P_2, T_2) - H_3^H(P_3, S_2(P_2, T_2)) \right] \eta_0$$

где G_H – расход водорода, H₂^H(P₂, T₂) – энталпия водорода на входе в расширительную машину, H₃^H(P₃, T₃, S₂(P₂, T₂)) – энталпия водорода на выходе из расширительной машины, η₀ – внутренний КПД расширительной машины.

Степень расширения в водородной РМ определяется по формуле

$$\Pi_t = \frac{P_2}{P_3}$$

Мощность, затрачиваемая на перекачку супспензии между аппаратами установки

$$N_{\text{nc}} = \frac{Q_C(P_d - P_a)}{\eta_n}$$

где Q_C – объемный расход перекачиваемой супспензии, м³/с, который состоит из объемных расходов носителя и гидридообразующего материала

$$Q_C = Q_{HC} + Q_{MG} = \frac{Q_{MG}}{c_{MG}} + Q_{MG} = \left(\frac{1}{c_{MG}} + 1 \right) Q_{MG}$$

$$Q_{MG} = \frac{G_{MG}}{\rho_{MG}}$$

где c_{MG} – концентрация металлогидридного материала в супспензии, Q_{MG} – объемный рас-

ход гидриообразующего материала. Объемный расход гидриообразующего материала, G_{MG} зависит от обратимой сорбционной емкости гидриообразующего материала c_{H2} и массового расхода водорода G_H :

$$G_{MG} = \frac{G_H}{c_{H2}}$$

Результаты. Установлено, что применение материала $ZrCrFe_{1,2}$ в качестве компонента рабочего тела, позволяет получить КПД установки 0,02...0,12, большим значениям соответствует температура десорбции 380...420 К, рис. 2. Влияние температуры десорбции на степень расширения водородной расширительной машины, и как следствие – на мощность водородной расширительной машины представлены на рис. 3. Увеличение температуры десорбции позволяет получить большую мощность водородной расширительной машины, однако, при этом увеличиваются затраты на перекачку и нагрев рабочего тела. Этим и объясняется наличие экстремума при определении КПД установки, см. рис. 2.

Очевидно, что большие значения КПД установки получены при использовании большого значения объемной концентрации металлогидридного материала в носителе, так как, при прочих равных условиях, уменьшается масса рабочего тела (гидридной суспензии), и как следствие – затраты энергии на нагрев и перекачку рабочего тела. Диапазон объемной концентрации ограничен значением 0,3, так как при использовании больших значений резко растет гидравлическое сопротивление [14], Согласно данным приведенным в [15], рекомендуется использовать значение объемной концентрации металлогидридного материала в носителе не более 0,017 для обеспечения седиментационной устойчивости.

Зафиксировав значения температуры десорбции $T_d = 400$ К и значение объемной концентрации металлогидридного материала в носителе $c_{MG} = 0,017$, определено влияние внутренней регенерации тепловой и механической энергии на КПД металлогидридной утилизационной установки, работающей применительно к малооборотному двигателю стационарной электростанции MAN 12K90MC-S, рис. 4.

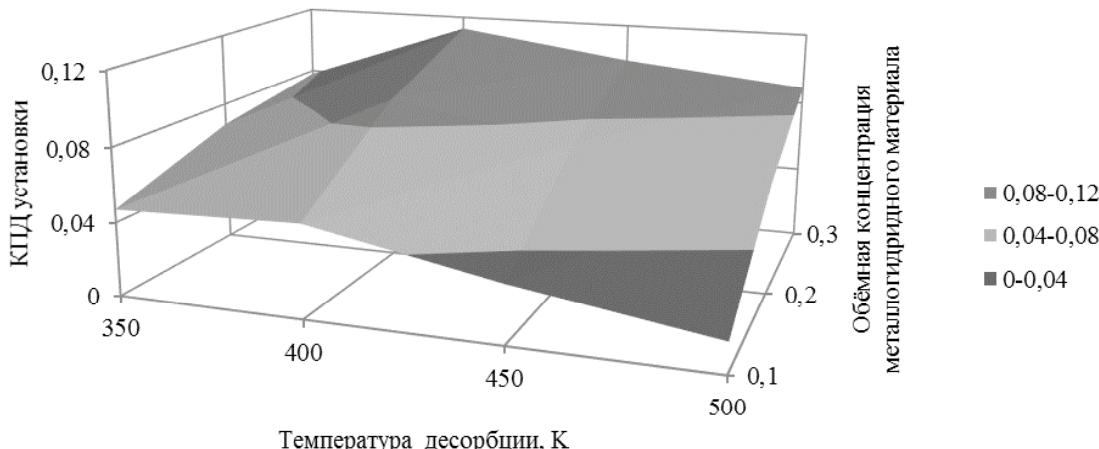


Рис. 2. Влияние температуры десорбции и объемной концентрации металлогидридного материала в носителе на КПД установки

Из приведенных результатов видно, что регенерация механической энергии позволяет повысить КПД утилизационной установки на 2...5 %, регенерация механической энергии – на 8...14 %. Совместное применение регенерации тепловой и механической энергии позволяет достичь КПД установки 21,4 %.

Необходимо отметить, что полученные данные в целом согласуются с данными, приведенными в [9]. Имеющиеся расхождения объясняются уточнением свойств конкретного металлогидридного материала.

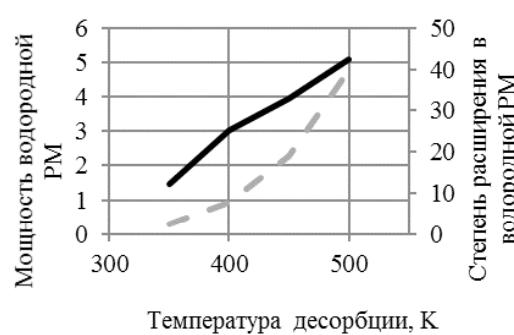


Рис. 3. Влияние температуры десорбции на мощность расширительной машины

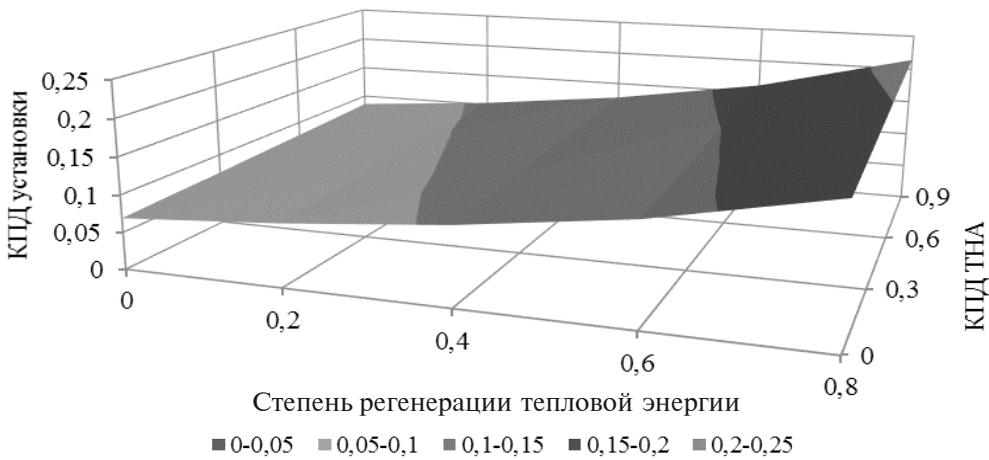


Рис. 4. Влияние внутренней регенерации тепловой и механической энергии на КПД установки

Выводы

1. Утилизация тепла ВЭР малооборотного двигателя 12K90MC-S (54,84 МВт, 104 об/мин) металлогидридной утилизационной установкой непрерывного действия обеспечивает выработку дополнительной механической мощности 1,4...5,2 МВт, что составляет 2,5...9,6% мощности ДВС.

2. Рациональный диапазон температуры десорбции применительно к рабочему телу на основе металлогидридного материала ZrCrFe_{1,2} и параметров ДВС – Td = 380...420 К.

3. Регенерация тепловой и механической энергии позволяет существенно повысить эффективность утилизационной установки. Повышение КПД регенеративного турбонасосного агрегата с 0,3 до 0,9 приводит к увеличению КПД утилизационной установки от 0,18 до 0,21.

4. Большие значения КПД установки получены при использовании большего значения объемной концентрации металлогидридного материала в носителе, так как, при прочих равных условиях, уменьшается масса рабочего тела (гидридной суспензии), и как следствие – затраты энергии на нагрев и перекачку.

Литература

1. Stationary MAN B&W ME-GI-S Engines for Dual Fuel Applications [Text]. – Copenhagen : MAN Diesel, 2015.
2. Two-stroke Low Speed Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants [Text]. – Copenhagen : MAN Diesel, 2015.
3. Stationary MAN B&W MC-S Engines For Biofuel Applications [Text]. – Copenhagen : MAN Diesel, 2015.
4. Thermo Efficiency System for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission [Text]. – Copenhagen: MAN Diesel, 2014.
5. Saadatfar, B. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review [Text] / Bahram Saadatfar, Reza Fakhrai, Torsten Fransson // The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability. – Vol. 1, Issue 1. – 2013. – P. 167-188.
6. Analysis of Combined Power and Refrigeration Generation Using the Carbon Dioxide Thermodynamic Cycle to Recover the Waste Heat of an Internal Combustion Engine [Text] / S.Wang, K. Bai, Y. Xie [at al] // Mathematical Problems in Engineering.
7. Jonsson, M. Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers / M. Jonsson, J. Yan // Energy 26, 2001. – P. 31–44.
8. Rowe, D. M. Evaluation of thermoelectric modules for power generation [Text] / D. M. Rowe, Gao Min // Journal of Power Sources. – 1998. – Vol. 73. – P. 193-198.
9. Эффективность утилизации низкотемпературного тепла металлогидридными установками непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология – 2014. – № 9(116). – С. 39–44
10. Reilly, J. J. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi₅Hx – n-undecane suspensions [Text] / J. J. Reilly, J. R. Johnson // Journal of the Less-Common metals. – 1984. – № 104. – P. 175-190.
11. Характеристики рабочего тела металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. До-

- ценко [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 9 (126). – С. 123–126.
12. Ivanov T. V. Calorimetric investigation of the hydrogen interaction with $ZrCrFe_{1,2}$ [Text] / T. V. Ivanova, V. N. Verbetsky // Journal of Alloys and Compounds. – 1999. – P. 34–37.
13. Kuiken K. Diesel engines I [Text] / K. Kuiken. – Onnen: Target Global Energy Training, 2008.
14. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам [Текст] : В 2 Т. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 912 с.
15. Lasher S. Technical Analysis of Hydrogen Production : Evaluation of H₂ Mini-Grids [Text] : final technical report / S. Lasher, J. Sinha // U.S. Department of Energy. – 2005. – 8 p.

Поступила в редакцию 12.07.2016

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С. М. Доценко, Ю.М. Галинкін. Утилізація тепла вторинних енергоресурсів малообертового двигуна стаціонарних електростанцій металогідридними установками безперервної дії

Складена діаграма теплового балансу малообертового двигуна MAN 12K98MC стаціонарної електростанції. Встановлено, що використання в якості компонента робочого тіла металогідридного матеріалу $ZrCrFe_{1,2}$ дозволяє досягти ККД установки 21%. Встановлено, що максимальному значенню ККД відповідає температура десорбції 380 ... 420 K. Наведено вплив регенерації теплової та механічної енергії на ККД установки, а також встановлено, що збільшення об'ємної концентрації металогідридного матеріалу в рідині-носії з 0,1 до 0,3 призведе до збільшення ККД металогідридної установки з 0,05 до 0,13.

Ключові слова: Утилізаційна установка, малообертовий двигун, стаціонарна електростанція, робоче тіло, металогідридна суспензія, водень.

M.R. Tkach, B.G. Timochevskiy, S.M. Docenko, Y.N. Halynkin. Heat recovery from waste energy low-speed engines stationary power plant metal hydride continuous plant

Compiled by the heat balance diagram of low-speed engines MAN 12K90MC-S stationary power plants. It was found that the use as a working body of the component metal hydride material $ZrCrFe_{1,2}$ achieves efficiency of the plant by 21%. It is found that the maximum value corresponds to the efficiency of desorption temperature of 380 ... 420 K. Regeneration Powered influence of heat and mechanical energy to the efficiency of the installation, and also found that increasing the concentration of the metal hydride bulk material in the carrier liquid with 0.1 to 0.3 would increase the efficiency of metal hydride units with 0.05 to 0.13.

Keywords: Utilization plant, low-speed engine, stationary power plant, the working fluid, metal hydride slurry, hydrogen.

УДК 629.12.03

А.К. ЧЕРЕДНИЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА ДЛЯ СУДОВ-ГАЗОВОЗОВ

В данной статье обсуждается эффективность применения термохимической регенерации сбросного тепла в энергетических комплексах современных судов-газовозов. Основной целью исследования является анализ состава и характеристик перспективных энергетических установок газовозов и разработка схемных решений комбинированных дизель-газотурбинных установок с термохимической регенерацией сбросного тепла. Проведен анализ температурных потенциалов сбросного тепла малооборотного, среднеоборотного дизельного двигателя и газотурбинного двигателя. Предложена схема комбинированной дизель-газотурбинной установки с термохимической регенерацией тепла отходящих газов путем конверсии испаряющегося при перевозке груза, приведены основные положения математической модели энергетической установки с термохимической регенерацией. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок современных судов-газовозов. Установлено, что для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных газотурбинных двигателей соотношение мощностей дизельного и газотурбинного двигателя лежит в пределах 56.

Ключевые слова: LNG-газовоз, энергетическая установка, конверсия топлива, термохимическая регенерация тепла, двигатель внутреннего сгорания, газотурбинный двигатель, синтез-газ.

Введение

Применение альтернативной энергетики, основанной на использовании возобновляемых источниках энергии, в ближайшие десятилетия компенсирует не более четверти мирового энергопотребления. Основным энергоносителем будет оставаться ископаемое углеводородное топливо, в том числе природный газ. Несмотря на то, что трубопроводы останутся основным методом транспортировки данного сырья, к 2035 году почти половина этого энергоносителя будет транспортироваться в виде сжиженного природного газа (LNG) судами-газовозами LNG [1]. Доля таких судов в мировом флоте растет (рис. 1).

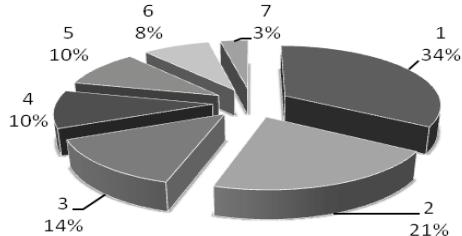


Рис. 1. Состав мирового флота на 01.01.2015:
 1 – балкеры; 2 – универсальные сухогрузные суда;
 3 – танкеры-продуктовозы; 4 – контейнеровозы;
 5 – танкеры-химовозы; 6 – Ro-Ro/пассажирские суда;
 7 – газовозы LNG

Таблица 1

Рост показателей индустрии LNG
за 20 лет [2]

Характеристики	1993	2003	2013
Количество заводов по сжижению природного газа	11	15	26
Количество приемных терминалов	31	46	104
Количество газовозов LNG	76	152	393
Количество стран-импортеров	9	13	29
Импорт LNG (млн. т)	61,0	125,2	236,9

Основным компонентом сжиженного природного газа является метан (87...98 %), а также этан (1,4...9,5 %), пропан (0,4...2,5 %), бутан (0,1...0,5%) и азот (0,1...0,5%). Сжиженный природный газ транспортируется при атмосферном давлении и при температурах ниже точки кипения метана ($-161,5^{\circ}\text{C}$). Это позволяет уменьшить объем перевозимого груза примерно в 600 раз.

Газовозы выполняются по двум конструктивным схемам: с автономными резервуарами, например типа Moss (сферические) и с мембранными резервуарами. Суда второго типа получили в настоящее время наибольшее распространение и составляют 75% мирового флота газовозов LNG [3]. Наиболее крупными судами являются построенные в период 2007–2010 годы 31 судно класса Q-flex и 14 судов

класса Q-max. Для заказов 2014 года средний размер грузовместимости газовоза составил 161 тыс. м³.

В качестве критерия оценки потерь испарившегося в процессе перевозки газа (BOG – Boil-Off Gas) принята величина скорости испарения груза (BOR – Boil Of Rate), которая определяется как процентное отношение потерь за сутки V_{BOG} к общему объему перевозимого груза V_{LNG}

$$BOR = \frac{V_{BOG}}{V_{LNG}}, \quad (1)$$

где BOR – %/сут.

По данным [4] для современных газовозов в грузовом рейсе BOR = 0,1–0,15%, в балластном рейсе 0,06–0,1%, в зависимости от конструктивной схемы и поколения судна.

Важными показателями эффективности любого транспортного судна, в том числе газовоза, являются характеристики пропульсивной и вспомогательной установок, образующих единый энергокомплекс. В последние десятилетия все больше внимания уделяется экологическим аспектам эксплуатации судовых энергетических установок (СЭУ). Существует большое разнообразие вариантов комплектации энергетической установки газовоза LNG, конкурирующих между собой по критериям энергоэффективности и экологичности.

В настоящее время энергетические установки газовозов составляют две основные группы:

- с обработкой испаряющегося груза в установке повторного сжижения;
- с использованием испарившегося груза в качестве топлива в энергетической установке.

С точки зрения определения перспективных путей повышения эффективности энергопользования наибольший интерес представляет второй вариант.

При исследовании эффективности СЭУ газовоза целесообразно рассматривать установку как энергокомплекс из трех основных взаимосвязанных компонентов: главных двигателей, электроэнергетического оборудования и системы обработки испаряющегося в процессе транспортировки газа.

Перспективным путем повышения эффективности энергокомплексов является термохимическая конверсия углеводородного топлива за счет вторичных энергоресурсов тепловых двигателей.

2. Постановка задачи

Комплексное решение научно-прикладной проблемы повышения эффективности и эколо-

гичности энергетических установок судов газовозов на базе рационального использования естественного выпара груза в энергетической установке, требует анализа существующих схемных решений СЭУ, разработки перспективных схем, а также исследования путем математического и экспериментального моделирования процессов в подсистемах и элементах оборудования.

3. Результаты исследования

Проведенные ранее исследования выявили, что основными факторами, которые влияют на эффективность энергокомплекса с термохимической регенерацией являются:

- температурный потенциал потоков энергносителей сбросного тепла главных двигателей и их расходы (рис. 2, 3);
- зависимость прироста теплотворной способности продуктов конверсии от температуры реакции.

Анализ ряда публикаций, посвященных исследованию BOG показывает, что основными компонентами испаряющегося в процессе транспортировке груза являются метан (92...98%) и азот (2...8%) [5, 6]. Азот является балластной составляющей и в процессе конверсии углеводородного топлива не участвует. В связи с этим, была проанализирована зависимость разницы ΔH_U теплотворной способности продуктов конверсии метана H_U^{KM} и метана H_U^M от температуры реакции T. Расчет выполнен с использованием констант равновесия основных реакций при давлении 0,1 МПа с обработкой результатов методом регрессионного анализа для располагаемого диапазона температур. Результаты представлены в виде зависимости $\Delta H_U = f(T)$ и в дальнейшем использовались при математическом моделировании процессов в комбинированной установке с термохимической регенерацией тепла:

$$\begin{aligned} \Delta H_U^M = & -(6,0197345 \cdot 10^{-18}) \cdot T^7 + (2,5780853 \cdot 10^{-14}) \cdot T^6 - \\ & -(4,4700353 \cdot 10^{-11}) \cdot T^5 + (4,02533939 \cdot 10^{-8}) \cdot T^4 - \\ & -(2,0191104 \cdot 10^{-5}) \cdot T^3 + 0,0056732 \cdot T^2 - 0,830873 \cdot T + \\ & +49,1241714 \end{aligned}$$

Анализ состава и характеристик существующих и перспективных энергетических установок газовозов LNG позволил выявить следующие основные типы энергетических комплексов на базе двухтопливных (DF - dual-fuel) малооборотных (МОД) и среднеоборотных (СОД) ДВС, двухтопливных паротурбинных и газотурбинных установок:

- DFDM (low-speed diesel mechanical propulsion) - пропульсивная установка с МОД и прямой передачей мощности на винт;

- DFSM (steam turbine mechanical propulsion)
- паротурбинная пропульсивная установка;
- DFDE (medium-speed diesel electric propulsion) – дизель-электрическая пропульсивная установка;
- DFGE (gas turbine electric propulsion) – газотурбоэлектрическая пропульсивная установка;
- DFCOGES (combined gas and steam turbines electric propulsion) – комбинированная газопаротурбоэлектрическая пропульсивная установка;
- DFCODMDE (combined low-speed diesel mechanical and diesel electric propulsion) – комбинированная пропульсивная установка с МОД и прямой передачей мощности на винт совместно с дизель-электрической пропульсивной установкой;
- DFCODMGE (combined low-speed diesel mechanical and steam turbine electric propulsion) – комбинированная пропульсивная установка с МОД и прямой передачей мощности на винт совместно с газотурбоэлектрической пропульсивной установкой;
- DFCODMSE (combined low-speed diesel mechanical and steam turbine electric propulsion) – комбинированная пропульсивная установка с МОД и прямой передачей мощности на винт совместно с паротурбоэлектрической пропульсивной установкой;
- DFCODMCOGES (combined low-speed diesel mechanical and steam turbine electric propulsion) – комбинированная пропульсивная установка с МОД и прямой передачей мощности на винт совместно с газопаротурбоэлектрической пропульсивной установкой.

Кроме того, перспективными являются и трехтопливные (TF – triple fuel) установки TFDE. В установках такого типа предусматривается использование тяжелого (HFO), легкого (MDO, MGO) и газообразного топлива, что обеспечивает эксплуатационную гибкость с возможностью оптимизации нагрузки энергетической установки на различных скоростях движения судна.

Методами математического моделирования были проанализированы характеристики энергетических установок разного состава для судов-газовозов. При моделировании учитывались энергетические затраты, связанные с комбинированием BOG при подаче в двигатель.

Сопоставление тепловых потенциалов сбросного тепла перспективных к применению в составе энергокомплексов современных газовозов малооборотных, среднеоборотных дизельных двигателей и газотурбинных двигателей (ГТД) (рис. 2,3), показало, что температурный потенциал вторичных энергоресурсов ГТД более перспективен, чем у СОД и МОД для термохимической конверсии метана.

В результате анализа характеристик существующих и альтернативных мобильных энергетических установок сформулирована рабочая гипотеза научного исследования, о том, что на судах-газовозах использование газа естественного выпара груза как топлива энергетической установки рационально осуществлять в комбинированной установке с термохимической регенерацией (ТХР) вторичных энергоресурсов СЭУ.

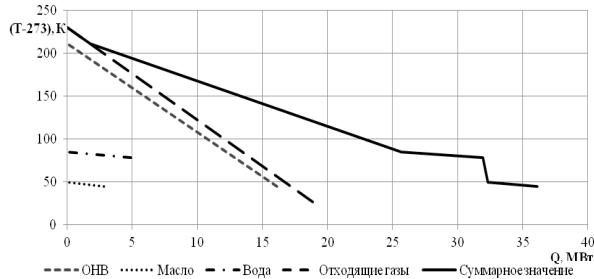


Рис. 2. Потенциал вторичных энергоресурсов судового МОД мощностью $\approx 42,3$ МВт [7]

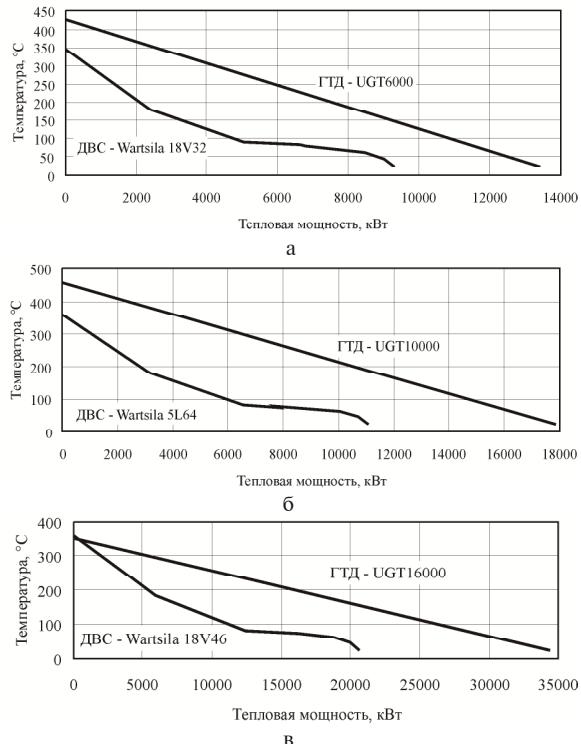


Рис. 3. Зависимость между температурой теплоносителей и тепловой мощностью сбросного тепла для ГТД и СОД:
а) мощность $\approx 6,5$ МВт; б) $\approx 10,5$ МВт; в) ≈ 16 МВт

Применение современных объектно-ориентированных подходов к проектированию сложных технических систем [8, 9] при совмещении принципов стратегии функциональной декомпозиции с инкапсуляцией подсистем, позволило при моделировании представить данную энергетическую установку в виде си-

стемы из трех функционально взаимосвязанных подсистем:

- энергетической подсистемы, в которой химическая энергия топлива преобразуется в механическую, электрическую и тепловую энергию;
- подсистемы утилизации тепла, предназначеннной для преобразования сбросной теплоты энергетической подсистемы в механическую, электрическую и тепловую виды энергии;
- технологической подсистемы конверсии топлива.

Связь между элементами подсистем осуществляется потоками энергоносителей (теплоносителей и рабочих тел циклов), посредством которых осуществляются процессы энергетического взаимодействия между подсистемами и в целом, в энергетической установке.

При моделировании процессов испарения перевозимого груза использовались методики и алгоритмы, сформулированные в [6, 10].

Укрупненный анализ взаимосвязей термодинамических параметров газотурбинной установки с термохимической регенерацией теплоты и характеристик ДВС, который работает на продуктах конверсии BOG, базируется на положениях, предложенных автором в работах [11-13].

В качестве критерия эффективности энергокомплекса принят удельный расход топлива C_N , кг/(кВт·час).

Данные подходы позволили реализовать блочную схему для отдельного моделирования процессов в элементах комбинированной энергетической установки как при теоретическом (рис. 4), так и при экспериментальном исследовании (рис. 5).

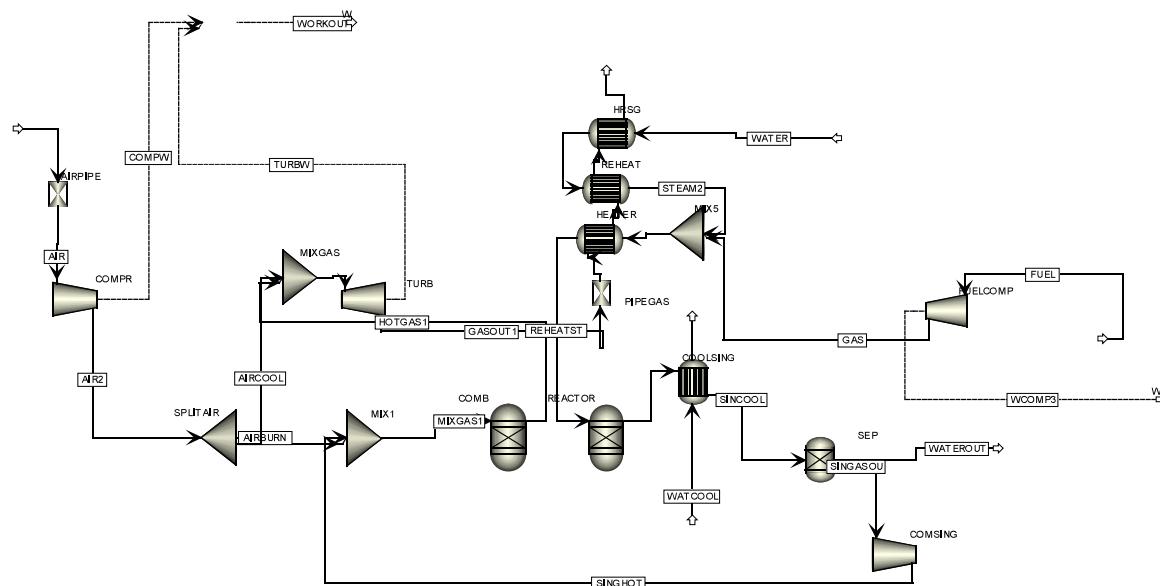


Рис. 4. Фрагмент модели энергокомплекса на базе газотурбинного двигателя с термохимической регенерацией тепла отходящих газов (Aspen Plus)



Рис. 5. Пример функциональной декомпозиции экспериментальной установки при исследовании характеристик дизель-газотурбинной установки с ТХР

Расчеты показывают, что теплового потенциала отходящих газов современного ГТД при отношении мощностей дизельного среднеоборотного и газотурбинного двигателя $N_e^{\text{ДВС}} / N_e^{\text{ГТД}} \approx 56$ достаточно, для получения объема синтез-газа, необходимого для работы ДВС.

Заключение

Проведенные научные исследования позволили сформулировать следующие научные положения:

1. Применение на судах-газовозах термохимической регенерации естественного выпара груза за счет вторичных энергоресурсов в комбинированной энергетической установке повышает эффективность на 4...5% за счет рационального использования температурного потенциала вторичных энергоресурсов.

2. Рациональное соотношение мощности газотурбинной и дизельной части комбинированной энергетической установки с ТХР судна-газовоза составляет 0,2...0,3.

3. Представляет интерес исследование характеристик индекса энергоэффективности судна газовоза при применении термохимической регенерации теплоты вторичных энергоресурсов в комбинированной энергетической установке.

Литература

1. BP Energy Outlook 2035 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/energy-outlook-2015/bp-energy-outlook-2035-booklet.pdf>.

2. LNG SHIPPING AT 50. A COMMEMORATIVE SIGTTO/GIIGNL PUBLICATION. OCTOBER 2014.

3. IGU World LNG Report – 2016 Edition [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.giignl.org/sites/default/files/PUBLIC_AREA/Publications/lng-shipping-at-50-compressed.pdf.

4. Gomski P. Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers [Text] / P. Gomski, R. Michalski // Journal of Polish Cimac, Energetic aspects. – Gdask. – 2011. – Vol. 6, №. 1. – P. 133–140.

5. Dobrota D. Problem of Boil - off in LNG Supply Chain [Text] / D. Dobrota, B. Lalik,

V. Komar // Transactions on maritime science. – 2013. – Vol. 02. – P. 91-100.

6. A Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation [Text] / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. – 2008. – Vol. 11, № 3. – P. 123-131.

7. Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80 МЕ металлогидридной установкой непрерывного действия [Электронный ресурс] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 1. – С. 35-41. – Режим доступу : http://nbuv.gov.ua/UJRN/dvs_2014_1_10.

8. Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design [Text] / H. M. Gaspar, A. Ross, D.H. Rhodes, S. Erikstad [at al] // Int'l Maritime Design Conference. – UK. : Glasgow, – 2012. - p. 150-160.

9. Erikstad S.O., A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels [Text]/S.O Erikstad, S. Solem, K. Fagerholt // Ship Technology Research. – 2011. – vol. 58, № 3. – P. 132-141.

10. Dimopoulos G. G. Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier [Text] / George G. Dimopoulos, Christos A. Frangopoulos // Int. J. of Thermodynamics. – 2008. – Vol. 11, №. 4. – P. 195-201.

11. Ткач М. Р. Эффективность газотурбинной установки с термодинамической и термохимической регенерацией тепла отходящих газов [Текст] / М. Р. Ткач, А. К. Чередниченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7 (64). – С. 19–22.

12. Чередниченко А. К. Оценка эффективности термохимической регенерации тепла в дизель-газотурбинной энергетической установке [Текст] / А. К. Чередниченко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон, ХДМА. – 2014. – №2(11). – С. 89-96.

13. Чередниченко А. К. Повышение эффективности комбинированной энергетической установки термохимической регенерацией тепла [Текст] / А. К. Чередниченко, М. Р. Ткач // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7(124). – С. 94-99.

Поступила в редакцию 12.07.2016

О.К. Чередниченко. Моделювання енергокомплексу з термохімічною регенерацією тепла для суден-газовозів

У даній статті обговорюється ефективність застосування термохімічної регенерації скидного тепла в енергетичних комплексах сучасних суден-газовозів. Основною метою дослідження є аналіз складу і характеристик перспективних енергетичних установок газовозів і розробка схемних рішень комбінованих дизель-газотурбінних установок з термохімічною регенерацією скидного тепла. Проведено аналіз температурних потенціалів скидного тепла малооборотного, середньооборотного дизельних двигунів і газотурбінного двигуна. Запропоновано схему комбінованої дизель-газотурбінної установки з термохімічною регенерацією тепла відхідних газів шляхом конверсії випаровується при перевезенні вантажу. Результати досліджень можуть бути використані при проектуванні енергетичних установок сучасних суден-газовозів. Встановлено, що для наявного температурного діапазону газів, що відходять сучасних серійних газотурбінних двигунів співвідношення потужностей дизельного і газотурбінного двигуна лежить в межах 56.

Ключові слова: LNG газовоз, енергетична установка, конверсія палива, термохімічна регенерація тепла, двигун внутрішнього згоряння, газотурбінний двигун, синтез-газ.

O.K. Cherednichenko. Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers

This article discusses efficiency of thermochemical heat recovery of waste heat for liquefied natural gas carriers. Some results of research have been shown. The main aim of the research is the enlarged analysis of characteristic of combined diesel-gas turbine power plant. The power plant consist of gas turbine engine with the thermochemical heat recovery and internal-combustion engine specification which operates on the conversion of fuel. The analysis of the temperature potentials of waste heat of the slow, medium speed diesel engine and gas turbine engine is provided. A scheme of combined diesel-gas turbine power plant with the thermochemical heat recovery of exhaust gases with the conversion of Boil Of Gas is considered. The results of research may be used in the development of ship power plants of liquefied natural gas carriers.

Key words: LNG carrier, power plant, conversion of fuel, thermochemical heat recovery, ethanol, internal combustion engine, gas turbine engine, synthesis gas.

УДК 65.014;658.012.32

Е.И. ШОСТАК

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

НЕЧЕТКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНИВАНИЯ ДОПУСТИМОСТИ ВКЛЮЧЕНИЯ ПРЕТЕНДЕНТОВ В СОСТАВ КОМАНДЫ ИСПОЛНИТЕЛЕЙ ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧНЫХ ПРОЕКТОВ ПО УРОВНЮ КОМПЕТЕНТНОСТИ

Рассмотрен один из важных этапов формирования команд исполнителей высокотехнологичного проекта (ВТП) на инновационном предприятии – отбор претендентов, по уровню компетентности, на включение в состав команды проекта. Исходными данными для реализации этапа являются оценки претендентов, сформированные на основе компетентностного подхода. Описана модель, регламентирующая процесс оценивания претендентов на включение в состав команды проекта, основанная на нечетком представлении информации об уровнях компетенций отдельных исполнителей, допустимых при реализации конкретного ВТП, а также оценках уровня компетенций претендентов, полученных в результате применения компетентностного подхода. Указанная особенность дает возможность осуществить обоснованный отбор претендентов в команду ВТП по критерию компетентности за счет применения аппарата нечеткой математики. Приведен сценарный пример реализации нечеткой модели оценивания допустимости включения претендентов в состав команды ВТП.

Ключевые слова: высокотехнологичный проект, инновационное предприятие, команда исполнителей проекта, компетентностный подход, функция допустимости, нечеткие множества, лингвистическая переменная, функция принадлежности, матрица нечетких отношений, композиционный вывод.

Введение

Высокотехнологичные проекты (ВТП) выполняются, как правило, на инновационных предприятиях (ИП). На ИП не менее 70% продукции или услуг (в денежном выражении) являются инновационными [1]. Для эффективного функционирования рассматриваемого класса предприятий особо актуальной является задача формирования, с одной стороны, такой команды исполнителей ВТП, уровень компетентности которых даст возможность обеспечить эффективное выполнение проекта, а с другой – обеспечит рациональное распределение человеческих ресурсов с целью эффективной реализации портфеля проектов в рамках ИП.

Специфика ВТП [2] обуславливает необходимость использования при отборе претендентов на включение в команду проекта ряда специальных методов, базирующихся на принципах компетентностного подхода (competence-based approach) [3]. Наряду с этим, эффективность рассматриваемой задачи напрямую зависит от объективного учета различных точек зрения коллектива специалистов-экспертов, знания и опыт которых сформировались в результате многолетней практической работы по организации и выполнению ВТП на инновационных

предприятиях. Коллективное экспертное оценивание [4] сопряжено с многокритериальностью, а также многоальтернативностью, необходимостью учета несовпадающих, а иногда и противоречивых экспертных суждений, что кроме прочих факторов, во многом определяется нечеткой природой самого процесса формирования оценок как отдельными экспертами, так и коллективом экспертов в целом. Указанные обстоятельства указывают на целесообразность применения при коллективном экспертном оценивании нечеткой логики, с целью снижения влияния неопределенности на объективность экспертного оценивания [5].

Цель статьи состоит в описании процесса синтеза и реализации, средствами нечеткой логики, модели для оценивания степени предпочтения по уровню компетентности того или иного альтернативного варианта состава команды исполнителей ВТП и отбора на этой основе вариантов, перспективных для дальнейшего рассмотрения.

Постановка задачи исследования

Задача отбора допустимых вариантов состава команд исполнителей ВТП предполагает сужение исходного множества альтернативных вариантов, сформированных путем оценивания

претендентов по критериям: компетентности; коммуникабельности; результативности; креативности и другим. При этом должны быть учтены ограничения на загруженность каждого участника при выполнении портфеля проектов на временном периоде, соответствующем портфелю стратегий ИП.

Формальная постановка изложенной выше задачи предполагает описание ряда объектов, составляющих кортеж [6]:

$$S = \langle G_{p^{(i)}}^f, \Delta, \rho, \chi \rangle, \quad (1)$$

где $G_{p^{(i)}}^f$ – множество альтернативных вариантов состава команд исполнителей проекта

$p^{(i)}, f = \overline{1, N}$ – количество вариантов;

Δ – множество неопределенностей, определяющих допустимость того или иного варианта;

ρ – функция затрат на формирование ко-

манды проекта, $\rho, \rho : G_{p^{(i)}}^f \times \Delta \rightarrow E$, (E – множество оценок);

χ – функция допустимости существования команды проекта, $\chi : \Delta \rightarrow E$.

Решение задачи состоит в отборе допу-

стимых вариантов команды проекта $\tilde{g} \in G_{p^{(i)}}^f$ таких, что

$$(\forall \omega_l | \omega_l \in \Delta, l \in \Omega_l) \exists (\rho(\tilde{g}, \omega_l) \leq \chi(\omega_l)), \quad (2)$$

при выполнении условия

$$(G_{p^{(i)}}^{\Pi}) \subseteq M^{(f)} \times T : \{G_{p^{(i)}}^f\} \wedge (P_T(G_{p^{(i)}}^f) = \{t\} \subseteq T), \quad (3)$$

где: Ω_l – множество коэффициентов неопределенностей, представленных элементами множества Δ ; $M^{(\Pi)}$ – производственный персонал

ИП $M^{(K)}, M^{(\Pi)} \subseteq M^{(K)}$, где $M^{(K)}$ – кадровый состав ИП; $T = \{t\}, t \in [t_3, t_k]$ – временной интервал, на котором реализуется портфель проектов ИП P_T , причем начальный момент t_3 соответствует моменту запуска самого раннего из незавершенных к настоящему времени проектов, а t_k – конечной дате, до которой определен портфель стратегий ИП.

Множество неопределенностей E в общем случае включает в себя совокупность показателей $E \supset E^{(ЛЧ)} \cup E^{(КМ)} \cup E^{(КП)}$, при этом личностные качества $E^{(ЛЧ)}$ (в первую очередь,

компетентность) претендентов на включение в формирующую команду проекта $\tilde{g} \in G_{p^{(i)}}^f$ оценивались экспертами с применением компетентностного подхода на предыдущем этапе процесса формирования команды ВТП. В рамках решения обсуждаемой задачи эксперты должны оценить способность каждого претендента к работе в команде (коммуникабельность, предыдущий опыт такой работы) $E^{(КМ)}$, а также $E^{(КП)}$ – целесообразность его включения в состав команды проекта, которая непосредственно зависит от стратегии реализации проектов, используемой на ИП и ряда факторов внешнего характера.

Возможности применения средств нечеткой логики для анализа базы претендентов на включение в команду ВТП

Применение методов оценивания компетентности претендентов на включение в команду ВТП дало возможность получить профили компетентности каждого претендента в виде функции [7]:

$$f(\bar{b}) = \sum_{i=1}^n \omega_{ti} \cdot b_{ti}, \quad (4)$$

где n – количество компетенций, необходимых при реализации рассматриваемого ВТП; b_i – уровень i -той компетенции (степень владения i -той компетенцией); ω_i – вес i -той компетенции; $t \in [\bar{t}_1, \bar{t}_k]$ – момент оценивания претендента на временном интервале, соответствующем портфелю проектов ИП. При этом вес i -той компетенции выражает ее относительную значимость, и задается в диапазоне от 0 до 1:

$$0 \leq \sum_{i=1}^n \omega_{ti} \leq 1, i = \overline{1, N}. \quad (5)$$

Понятие компетенции и ее вес, вследствие субъективности, присущей компетентностному подходу, которая проявляется в приблизительном характере умозаключений экспертов и лингвистической природе даваемых ими оценок, является нечетким. Указанное обстоятельство обуславливает целесообразность применения для анализа результатов, полученных путем использования компетентностного подхода к оцениванию претендентов на включение в состав команды ВТП, теории нечетких множеств [8].

Использование аппарата нечеткой логики в данном случае связано с возможностью адекватного представления лингвистических поня-

тий, которыми оперируют эксперты в процессе анализа состава команд исполнителей ВТП, а также имитировать рассуждения на основе тех категорий и правил, на которые они опираются. Поскольку многие понятия и правила нечеткой логики являются обобщением или развитием логики предикатов, лингвистические оценки, полученные при реализации нечетких моделей, дадут возможность логического обоснования хода рассуждений членов экспертной комиссии. В отличие от классической, двузначной логики, которая оперирует двумя значениями истинности: «истина» и «ложь», в нечеткой логике истинностному значению высказывания могут соответствовать произвольные величины из отрезка [0, 1]. Л. Заде ввел нечеткую логику с лингвистическими, а не числовыми значениями истинности для того, чтобы отразить приближенность рассуждений, присущую людям, в данном случае экспертам. Под приближенными рассуждениями понимается процесс получения из нечетких посылок некоторых следствий. Приближенное рассуждение может рассматриваться как обобщение правил вывода Modus ponens и Modus tollens логики высказываний [9].

В нечеткозначной логике, на которой основываются приближенные рассуждения, истинность высказывания определяется значениями типа: истинно, ложно, очень истинно, абсолютно истинно, не очень истинно, очень ложно и т. п. В [8-12] рассматриваются общие методы приближенных рассуждений в нечеткой логике. Композиционное правило вывода включает, как частный случай, обобщение правила Modus ponens. Для определения композиционного правила вывода применяют нечеткие отношения.

Рассмотрим вариант реализации данного этапа формирования команды ВТП в форме процесса, исходными данными для которого служат функции компетентности каждого претендента $f(\bar{b})$, полученные в ходе последовательного применения базовых методов, применяемых в компетентностном подходе: «360 градусов» (b_1); «Assessment Center» (b_2); «Азимут» (b_3). При этом имеет место $\bar{b} = b_1 \wedge b_2 \wedge b_3$.

В качестве основных параметров, в ходе анализа выступают пороговые значения уровняй компетенции $b_{ti}^{(H)}$ и $b_{ti}^{(B)}$. На выходе процесса оценивания для каждого претендента на включение в команду ВТП формируется значение С (соответствие требованиям), либо \bar{C} (несоответствие требованиям).

Параметры процесса \bar{b} , $b_{ti}^{(H)}$ и $b_{ti}^{(B)}$ будем рассматривать как лингвистические переменные. Как известно [8], лингвистическая переменная описывается набором (X, T, U, G, M) , где X – название переменной, T – множество лингвистических значений X (терм-множество переменной X), причем каждое из таких значений является, в свою очередь, нечеткой переменной X со значениями из универсума U , содержащего базовую переменную u ; G – синтаксическое правило, порождающее названия каждого значения переменной X ; M – семантическое правило, которое ставит в соответствие каждому значению нечеткой переменной X его смысл $M(X)$. При этом конкретное название X , порожденное синтаксическим правилом G , называется термом [8].

Набор семантических правил M определяется как некоторое отображение множества X , порождаемое функцией принадлежности $\mu_M(X)$, принимающей значения из интервала [0,1]:

$$M = \int_{x \in X} \mu_M(x) / X, \quad (6)$$

где $\mu_M : X \rightarrow [0,1]$ – функция принадлежности.

Синтез нечеткой модели оценивания вариантов команд ВТП

Изложенные в предыдущей рубрике теоретические положения дают возможность построения специальной процессной модели нечеткого анализа результатов применения компетентностного подхода к оцениванию уровня компетентности претендентов на включение в команду ВТП.

В обобщенном виде процесс синтеза нечеткой модели включает следующие шаги:

1. Формирование терм-множеств значений входных параметров \bar{b} , $b_{ti}^{(H)}$ и $b_{ti}^{(B)}$, а также выходных параметров С и \bar{C} .

2. Построение для каждого терма, из сформированных на предыдущем шаге терм-множеств, нечеткого множества M со своим носителем. При этом под носителем нечеткого множества [8] принято понимать множество X' , такое, что

$$X' = \{x \mid \mu_M(x) > 0, x \in X'\}. \quad (7)$$

3. Определение набора правил нечеткого анализа. Правила имеют вид высказываний «ЕСЛИ $P = Q$, ТО $R = Z$ », где P, R – лингви-

стические переменные; Q, Z – термы соответствующих лингвистических переменных. При этом каждое из правил нечеткого анализа должно по форме совпадать с одним из следующих силлогизмов (8):

- a) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: R есть Z .
Следствие: R есть Z .
- б) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: P есть точно Q .
Следствие: R есть точно Z .
- в) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: P есть точно Q .
Следствие: R есть Z .
- г) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: P есть более или менее Q .
Следствие: R есть более или менее Z .
- д) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: P есть не Q .
Следствие: R – не определено.
- е) Посылка 1: Если P есть Q , то R есть Z .
Посылка 2: P есть не Q .
Следствие: R не Z .

4. Построение, с использованием правил, определенных на шаге 3, матриц нечетких отношений вида

$$\begin{aligned} R^{(1)} &= \int_{(x,y) \in X \times Y} \mu_{R^{(1)}}(x,y)/(x,y), \\ R^{(2)} &= \int_{(x,z) \in X \times Z} \mu_{R^{(2)}}(x,z)/(x,z), \\ R^{(3)} &= \int_{(y,z) \in Y \times Z} \mu_{R^{(3)}}(y,z)/(y,z), \end{aligned} \quad (8)$$

при этом X, Y и Z – лингвистические переменные оценок уровня компетентности претендента на включение в команду ВТП, полученные методами «360 градусов»; «Assessment Center» и «Азимут» соответственно.

5. Объединение матриц нечетких отношений на основе правила

$$\mu_R = \max(\mu_{R_1^{(1)}}, \dots, \mu_{R_n^{(3)}}). \quad (9)$$

6. Получение итогового заключения о допустимости (C), либо недопустимости (\bar{C}) включения рассматриваемых претендентов в одну команду. Здесь уместно использование одного из известных в нечеткой математике композиционных правил логического вывода, например, правил Заде, Мамдани или Мидзумото [9].

В частности, правило Заде является на сегодняшний момент самым популярным, его вид:

$$\begin{aligned} R(u) &= A, R(u, v) = F \\ \text{есть} \end{aligned} \quad (10)$$

$$R(v) = A \circ F,$$

где \circ – знак композиции. При этом функция принадлежности определяется как

$$\mu_R(v) = \max[\min(\mu_R(u), \mu_R(u, v))]. \quad (11)$$

Сценарный пример нечеткого оценивания альтернативных вариантов состава команд ВТП по уровню компетентности исполнителей

Для иллюстрации процесса отбора исполнителей в команду ВТП путем оценивания совместимости пары претендентов в составе команды планируемого проекта на основе нечеткой модели, опишем исходные данные следующим образом: пусть X_1 – обобщенная оценка качеств первого претендента, полученная на основе компетентностного подхода; X_2 – аналогичная оценка второго претендента.

При этом $X_j \in [X_{j\min}, X_{j\max}], j = \overline{1, 2}$, $X_{1\min}, X_{1\max}$ – минимально и максимально возможные значения оценки первого претендента, $X_{2\min}, X_{2\max}$ – минимально и максимально возможные значения оценки второго претендента соответственно.

Представим параметры X_1 и X_2 нечетких множеств, формирующих лингвистические переменные [9]:

$$X_j^0 = \left\{ x_j^i, U_{X_j}, \overline{X_j} \right\}, \quad X_j^i \in T_j^*(u), \quad j = 1, 2; i = \overline{0, 10}, \quad (12)$$

где $T_j^*(u)$ – терм-множество лингвистической переменной «Оценка претендента j »; X_j – нечеткое множество, описываемое функцией принадлежности вида

$$\mu_{\tilde{X}_j} : U_{X_j} \rightarrow [0, 1],$$

где U_{X_j} – универсумы вида $U_{X_j} = \{0, 1, \dots, 10\}$.

Значения лингвистической переменной «Оценка претендента j » заданы в табл. 1.

Таблица 1
 Оценка претендента j

Значения лингвистической переменной «Оценка претендента j »	$u_{ij} \in U_X$
Предельно низкая	0
Близкая к низкой	1
Низкая	2
Чуть выше, чем низкая	3
Почти средняя	4
Чуть лучше, чем средняя	5
Средняя	6
Почти высокая	7
Высокая	8
Чуть выше, чем высокая	9
Наивысшая	10

Для отображения $q: X_j \rightarrow U_{X_j}, j = \overline{1, 2}$ введем следующее соотношение:

$$U_i = \text{comb} \left[(\text{assess}(U_{X_j}) - 1) \cdot \left(\frac{X_j - X_{j\min}}{X_{j\max} - X_{j\min}} \right)^\alpha \right], \\ j = \overline{1, 2}, i = \overline{0, 10}, \quad (13)$$

где $\text{assess}(U_{X_j})$ – мощность универсума

$U_{X_i} = \{0, 1, \dots, 10\}$, то есть $(\text{assess}(U_{X_j}) - 1) = 10$;

X_j – оценка j -го претендента; α – поправочный коэффициент ($\alpha \geq 1$).

Нечеткие множества $\tilde{X}_j, j = \overline{1, 2}$ имеют вид:

$$X_j = \int_{U_{X_j}} \mu_{X_j}(u) / u, j = \overline{1, 2}. \quad (14)$$

Для вычисления оценок функции принадлежности вида $\mu_{X_j}(u_i) / u_i, i = \overline{0, 10}$ введем следующую процедуру [10]:

$$\mu(u_i) = 1 - \frac{1}{\text{assess}(U_{X_j}) - 1} \cdot \\ \cdot \left| u_i - \text{comb} \left[(\text{assess}(U_{X_j}) - 1) \cdot \left(\frac{X_j - X_{j\min}}{X_{j\max} - X_{j\min}} \right)^\alpha \right] \right|. \quad (15)$$

Для $\text{assess}(U_{X_j}) - 1 = 10$, то есть для случая $i = \overline{0, 10}, \alpha = 1, \forall j = \overline{1, 2}$ будем использовать соотношение упрощенного вида:

$$\mu(u_i) = 1 - \frac{1}{10} \left| u_i - \text{comb} \left(\frac{X_j - X_{j\min}}{X_{j\max} - X_{j\min}} \right) \right|, \\ u_i \in U_{X_j}, j = \overline{1, 10} \quad (16)$$

Представим результат решения задачи, то есть параметр Y – заключение о совместности рассматриваемых претендентов, в виде нечеткого множества, формирующего лингвистическую переменную следующего вида:

$$Y^0 = \{y_i, V_Y, \tilde{Y}\}, y_i \in T^*(u), \quad (17)$$

где $T^*(u)$ – расширенное терм-множество лингвистической переменной «Совместимость претендентов»; \tilde{Y} – нечеткое множество, описываемое функцией принадлежности $\mu_{\tilde{Y}} : V_Y \rightarrow [0, 1]$;

V_Y – универсум вида $V_Y = \{0, 1, \dots, 10\}$.

Значения лингвистической переменной «Совместимость претендентов» заданы в табл. 2.

 Таблица 2
 Совместимость претендентов

Значение лингвистической переменной «Совместимость претендентов»	$v_{y_i} \in V_Y$
Недопустимо низкая	0
Близкая к низкой	1
Низкая	2
Чуть выше, чем низкая	3
Почти средняя	4
Чуть выше, чем средняя	5
Средняя	6
Близкая к высокой	7
Высокая	8
Чуть выше, чем высокая	9
Наивысшая	10

Для формирования решения по оценке совместимости рассматриваемой пары претендентов используем правило вида [12]:

$$R(A_1(x), A_2(y)) = \int_{U_{X_j} \times V_Y} \left(\mu(u) \rightarrow \mu(v) \right) \wedge \\ \wedge \left[(1 - \mu(u)) \rightarrow (1 - \mu(v)) \right] / (u, v) = \\ = \begin{cases} 1 - \mu(v), \mu(u) < \mu(v); \\ 1, \mu(u) = \mu(v); \\ \mu(v), \mu(u) > \mu(v). \end{cases} \quad (18)$$

Исходя из (12) по формуле (15) определим нечеткое множество, характеризующее оценку первого претендента:

$$\tilde{X}_1 = 1/0 + 9/1 + 8/2 + 7/3 + 6/4 + 5/5 + 4/6 + 3/7 + \\ + 2/8 + 1/9 + 1/10 = \langle\text{средняя}\rangle.$$

По той же формуле получим нечеткую оценку второго претендента:

$$\tilde{X}_2 = 2/0 + 3/1 + 4/2 + 5/3 + 6/4 + 7/5 + 8/6 + \\ + 9/7 + 1/8 + 9/9 + 8/10 = \text{«высокая»}.$$

Для формирования решения на основе полученных лингвистических оценок пары претендентов необходимо сформировать бинарное отношение $R_1(A_1(x), A_2(y))$. С учетом описанных выше этапов, такое отношение соответствует правилу нечеткого анализа типа в):

$$P = \text{ЕСЛИ } \tilde{X}_1 \text{ — «средняя» и } \tilde{X}_2 \text{ — «высокая»,} \\ \text{ТО } \tilde{Y} \text{ — «близкая к высокой».} \quad (19)$$

Поскольку параметр описывается лингвистической переменной, и ее значение «наивысшая» соответствует $v_i = 10$, в предельном варианте возможно достижение оптимального значения совместности претендентов:

$$\text{comb}\left[\left(\text{assess}(V_y) - 1\right)\left(\frac{Y_i - Y_{1\min}}{Y_{1\max} - Y_{1\min}}\right)\right] = 10, \text{ поскольку} \\ \text{ку } \text{assess}(V_y) - 1 = 10, \text{ то } 10\left(\frac{Y_i - Y_{1\min}}{Y_{1\max} - Y_{1\min}}\right) = 10, \\ \text{соответственно } Y_i = Y_{\max}.$$

По технологии, которая использовалась для составления нечетких множеств значений входных параметров, из соотношения (17) в этом случае формируется нечеткое множество \tilde{Y} :

$$\tilde{Y} = 1/0 + 1/1 + 2/2 + 3/3 + 4/4 + 5/5 + 6/6 + \\ + 7/7 + 8/8 + 9/9 + 1/10 = \text{«наивысшая»}. \quad (20)$$

Значения всех членов выражения (20), кроме последнего, даны без описания значений соответствующих лингвистических переменных, однако, задав ранее предельное значение, мы можем, по крайней мере, говорить об общем количестве элементов нечеткого множества \tilde{Y} , то есть дать утверждение о мощности этого множества.

Полученный результат дает возможность построить матрицу бинарных отношений для оценок претендентов \tilde{X}_1, \tilde{X}_2 .

С использованием выражения (18) построим матрицу бинарных отношений $R_1(A_1(x_1), A_2(x_2))$:

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	1	82	67	54	43	34	25	18	11	05	0
1	0	1	73	58	46	36	27	19	12	06	0
2	0	09	1	64	50	38	29	20	13	06	0
3	0	08	18	1	55	42	31	21	13	06	0
4	0	08	17	27	1	45	33	23	14	07	0
5	0	07	15	25	36	1	36	25	15	07	0
6	0	07	14	23	33	45	1	27	17	08	0
7	0	06	13	21	31	42	55	1	18	08	0
8	0	06	13	20	29	38	50	64	1	09	0
9	0	06	12	19	27	36	46	58	73	1	0
10	0	05	11	18	25	33	43	54	67	82	1

(21)

Нечеткое множество \tilde{Y} , отражающее значение оценки степени совместности пары претендентов может быть получено путем применения композиционного вывода Л.Заде [9]:

$$\tilde{Y} = R(A_2(y)) = R_1(A_1(x))OR_1(x); A_2(y)) = \\ = [\tilde{X}_1 \wedge DIL(\tilde{X}_2)]OR_1(A_1(x); A_2(y)), \quad (22)$$

где О — операция композиции нечетких множеств.

Композируя полученное нечеткое множество (22) с матрицей бинарных отношений (21), получим $\tilde{Y} = 1/0 + 5/1 + 0/2 = \text{«близкая к высокой»}$.

В рассмотренном фрагменте нечеткое сравнение пары претендентов на включение в состав команды ВТП, с целью определения допустимости их пребывания в одной команде, дало возможность обосновать положительное заключение С для рассматриваемой пары. Процедура отбора претендентов в команду планируемого проекта реализуется путем прямого перебора всех возможных сочетаний и формирование на этой основе альтернативных вариантов состава команд ВТП.

Выводы

1. Рассмотрена содержательная и формальная постановка задачи отбора претендентов, по уровню компетентности, на включение в состав команды высокотехнологичного проекта, планируемого к реализации в рамках портфеля проектов инновационного предприятия.

2. Описана модель, регламентирующая процесс оценивания претендентов на включение в состав команды проекта, основанная на нечетком представлении информации об уровнях компетенций отдельных исполнителей, допустимых при реализации конкретного высокотехнологичного проекта, а также оценках уровня компетенций претендентов, полученных в результате применения компетентностного подхода.

3. Приведен сценарный пример реализации нечеткой модели оценивания допустимости включения претендентов в состав команды высокотехнологичного проекта.

Литература

1. Баранов М. Н. Развитие и государственная поддержка малого инновационного предпринимательства в научно-технической сфере: монография [Текст] / М.Н. Баранов, Л.В. Саакова, А.Д. Шматко. — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2011. — 131с.

2. www.pmi.org.ua

3. Шостак Е. И. Формирование команд исполнителей высокотехнологичных проектов на инновационных предприятиях с использованием экспертного оценивания сценариев [Текст] / Е. И. Шостак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. праць. Сер. : Механіко-технологічні системи та комплекси. – №36(1145). – Х., 2015. – С. 57-63.
4. Стрельчук Е. А. Сравнительный анализ методов определения уровней компетенций ИТ специалистов в системах оценки персонала [Текст] / Е. А. Стрельчук // Системи управління, навігації та зв'язку : зб. наук. праць. Сер. : Центр науково-дослідного інституту навігації і управління. – Вип. 1 (13). – Х., 2010. – С. 171-175.
5. Коваленко И. И. Экспертные технологии поддержки принятия решений [Текст] : монография // И. И. Коваленко, А. В. Швед. – Николаев : Илион, 2013. – 216 с.
6. Кулатовский К. Теория множеств [Текст] / К. Кулатовский, А. Мостовский. – М. : Мир, – 1970, 416 с.
7. Китаев Н. Н. Групповые экспертные оценки [Текст] / Н. Н. Китаев. – М. : Знание, 1975. – 64 с.
8. Слабоспицкая О. А. Формальный аппарат экспертного решения проблемы многокритериального оценивания при учете ряда точек зрения на проблему [Текст] / О. А. Слабоспицкая // Проблемы программирования. – 2002. - №1-2. – С. 430 – 440.
9. Заде Л. Нечеткая логика: понятие лингвистической переменной и его приложение к принятию приближенных решений [Текст]. / Л. Заде. – М. : Мир, 1976. – 167 с.
10. Новак В. Математические принципы нечеткой логики [Текст] / В. Новак, И. Перфильева, И. Мочкож. – М. : Физматлит, 2006. – 352 с.
11. Прикладные нечеткие системы: монография [Текст] / К. Асай, Д. Ватада, С. Иваи [и др.] ; пер. с япон. – М. : Мир, 1993. – 392 с.
12. Пегат А. Нечеткое моделирование и управление [Текст] / А. Пегат ; пер. с англ. – М. : БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. – 798 с.

О. І. Шостак. Нечітка модель оцінювання допустимості включення претендентів до складу команди виконавців високотехнологічних проектів, за рівнем компетентності

Розглянуто один із найважливіших етапів формування команд виконавців високотехнологічного проекту (ВТП) на інноваційному підприємстві - відбір претендентів, за рівнем компетентності, на включення до складу команди проекту. Вихідними даними для реалізації етапу є оцінки претендентів, сформовані на основі компетентнісного підходу. Описана модель, яка регламентує процес оцінювання претендентів на включення до складу команди проекту, заснована на нечіткому поданні інформації про рівні компетенцій окремих виконавців, допустимих при реалізації конкретного ВТП, а також оцінках рівня компетенцій претендентів, отриманих в результаті застосування компетентнісного підходу. Зазначена особливість дає можливість здійснити обґрунтований відбір претендентів в команду ВТП за критерієм компетентності, за рахунок застосування апарату нечіткої математики. Наведено сценарний приклад реалізації нечіткої моделі оцінювання допустимості включення претендентів до складу команди ВТП.

Ключові слова: високотехнологічний проект, інноваційне підприємство, команда виконавців проекту, компетентнісний підхід, функція допустимості, нечіткі множини, лінгвістична змінна, функція приналежності, матриця нечітких відносин, композиційний висновок.

E. I. Shostak. Fuzzy evaluation model incorporating the admissibility of the bidders the team performers high-tech projects, by level of competence

Considered one of the most important stages of the formation of teams of high-tech project executors (HTP) on an innovative enterprise - the selection of applicants, the level of competence for inclusion in the project team. Initial data for the implementation phase are the evaluation of applicants, formed on the basis of competence approach. The model of regulating the process of estimating the contenders for inclusion in the project team based on fuzzy provide information on the levels of individual performers competencies allowed the implementation of a specific HTP as well as the level of competencies of applicants estimates resulting from the application of the competency approach. This feature makes it possible to carry out a reasonable selection of applicants in the HTP team on the criterion of competence, through the use of the apparatus of fuzzy mathematics. An example of a scenario fuzzy model estimation admissibility inclusion of applicants in the HTP team.

Keywords: high-tech project, innovative enterprise, the project team of performers, competency approach, the function of admissibility, fuzzy set linguistic variable, membership function, fuzzy relationship matrix, the composite output of.

Ю.А. УЛИТЕНКО¹, А.В. ЕЛАНСКИЙ¹, В.В. ЛОГИНОВ²

¹ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

²Харьковский университет воздушных сил имени Ивана Кожедуба, Харьков, Украина

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА АЛГОРИТМОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРЯМОТОЧНЫМ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

В данной статье кратко рассмотрены и представлены результаты решения актуальной задачи по разработке системы автоматического управления для прямоточных воздушно-реактивных двигателей. Представлены алгоритмы управления и указаны необходимые эксплуатационные ограничения. Предложен и обоснован метод косвенного определения температуры газа на выходе из камеры сгорания прямоточного воздушно-реактивного двигателя и закон управления, который позволит обеспечить поддержание тяговых характеристик, необходимых для выполнения летательным аппаратом полетного задания. Применение полученных результатов позволит сократить сроки создания конкурентоспособных прямоточных воздушно-реактивных двигателей для высокоскоростных летательных аппаратов.

Ключевые слова: летательный аппарат, прямоточный воздушно-реактивный двигатель, система автоматического управления, объект управления, алгоритмы управления, эксплуатационные ограничения, гидроцилиндры управления.

Введение

Постановка проблемы и анализ публикаций.

На сегодняшний день существующий уровень авиационных технологий в Украине позволяет разрабатывать прототипы летательных аппаратов (ЛА) (в том числе и транспортно-космических систем ТКС [1, 2]) для сверхзвуковых скоростей полета.

Так как при пролете носителя через атмосферу рационально использовать содержащийся в ней кислород, то становится очевидным тот факт, что в составе силовой установки (СУ) данных ЛА должен быть применен прямоточный воздушно-реактивный двигатель (ПВРД) [3, 4] (рис. 1).

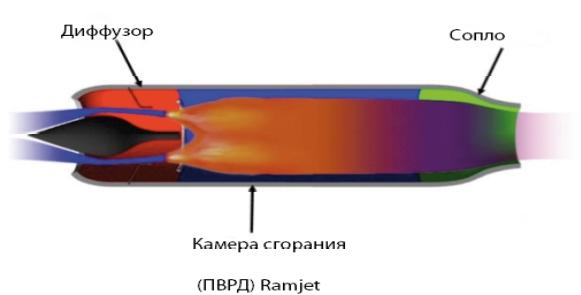


Рис. 1. Принципиальная схема ПВРД

ПВРД является нелинейным, нестационарным, многомерным и многосвязным объектом управления, работающим в довольно широком

диапазоне изменений условий эксплуатации (высоты полета (H_{Π}), скорости полета (M_{Π}) и режима эксплуатации ($k_{РЕЖ}$)).

Управление ПВРД есть воздействие на него в целях достижения требуемых состояний или процессов, а управление ПВРД с помощью технических средств без участия человека называется автоматическим управлением.

Повышенные требования к надежности и быстродействию управления на изменения условий эксплуатации ПВРД вызывают необходимость проектирования цифровых систем автоматического управления (САУ).

Так как принцип работы камеры сгорания (КС) ПВРД аналогичен принципу работы форсажной камеры сгорания (ФКС) турбореактивных двигателей с форсажными камерами сгорания (ТРДФ и ТРДДФ) и заключается в подогреве рабочего тела перед входом в реактивное сопло для повышения скорости истечения газа из сопла, то управление процессами в КС ПВРД и ФКС также схожи.

При управлении ФКС традиционно используют параметры, в основном отображающие не столько непосредственно располагаемую энергию, сколько отношение расхода топлива к расходу воздуха, которое больше является количественным показателем для начала химической реакции окисления топлива [5]. Эти параметры позволяют судить о располагаемой работе косвенным образом и никак не отображают реальные процессы, происходящие в

камере сгорания. Однако, в процессе эксплуатации характеристики КС ПВРД будут ухудшаться, а САУ будет осуществлять подачу топлива согласно закону управления, который был разработан для нового среднего двигателя.

Для контроля и диагностики состояния двигателя в САУ необходимо иметь такой параметр, который отображает эффективность протекания процессов в КС [6].

Целью данной работы является обоснование выбора и разработка алгоритмов управления ПВРД.

Постановка задачи

В качестве объекта управления рассматривается ПВРД с регулируемым воздухозаборником и регулируемым сверхзвуковым реактивным соплом (регулируются как критическое сечение, так и сечение среза сопла).

На рис. 2 представлена расчетная схема исследуемого ПВРД.

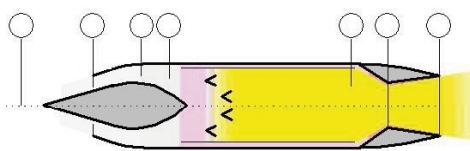


Рис. 2. Расчетная схема ПВРД:

- 0 – атмосферные условия;
- 1 – вход в воздухозаборник;
- 2 – выход из воздухозаборника и вход в диффузор;
- 3 – выход из диффузора и вход в камеру сгорания;
- 4 – выход из камеры сгорания и вход в реактивное сопло;
- 5 – критическое сечение реактивного сопла;
- 6 – выход (срез) реактивного сопла

При выполнении работы принято допущение, что воздухозаборник регулируется таким образом, что обеспечивает необходимое значение приведенной скорости на входе в диффузор.

К основным задачам исследования можно отнести:

- определение минимально необходимого количества замеряемых параметров для обеспечения САУ данными о процессах, происходящих в ПВРД;
- разработку алгоритмов управления ПВРД;
- поиск параметра, отображающего эффективность протекания процессов в КС.

Работа ПВРД рассматривается в диапазоне скоростей 1,3 – 5 Махов и высот 3 – 30 км.

Для решения поставленных задач использованы научные методы и теории: рабочих процессов воздушно-реактивных двигателей (ВРД), системного анализа, математического моделирования, вычислительной математики и систем автоматического проектирования.

Основной материал

Описание модели.

Для оценки адекватности предлагаемых алгоритмов управления была разработана поузловая математическая модель (ММ) для расчета высотно-скоростных характеристик ПВРД во всем предполагаемом диапазоне эксплуатации.

Исходными данными для определения параметров САУ ПВРД являются:

– коэффициент режима ($k_{РЕЖ}$) – поступает к САУ с летательного аппарата (ЛА). Коэффициент режима определяется как отношение тяги на заданном режиме эксплуатации к тяге на максимальном режиме:

$$k_{РЕЖ} = \frac{R}{R_{\max}}; \quad (1)$$

- барометрическая высота (H_{Π});
- величина статического давления окружающей среды (P_0);
- величина статического давления на входе в диффузор (P_2);
- величина полного давления на входе в диффузор (P_2^*);
- температура заторможенного потока на входе в диффузор (T_2^*);
- величина статического давления на выходе из камеры сгорания (P_4);
- величина статического давления на выходе из реактивного сопла (P_6).
- площадь критического сечения и площадь среза сопла определяются по положению створок гидроцилиндров управления соплом.

Алгоритмы управления.

Для обеспечения работы ПВРД во всем диапазоне эксплуатационных режимов изначально рассмотрены следующие алгоритмы:

1. Закон управления подачей топлива.

Пример закона управления подачей топлива представлен в виде зависимости на рис. 3:

$$\frac{G_T}{P_2^*} = f(k_{РЕЖ}; H_{\Pi}). \quad (2)$$

Зависимости строятся таким образом, чтобы обеспечить необходимую тягу двигателя в заданных условиях эксплуатации по требованию разработчика ЛА.

Интерполяция между режимами линейная.

2. Закон управления площадью критического сечения реактивного сопла.

Закон управления площадью критического сечения реактивного сопла принят из условия поддержания заданного значения приведенной скорости на входе в двигатель:

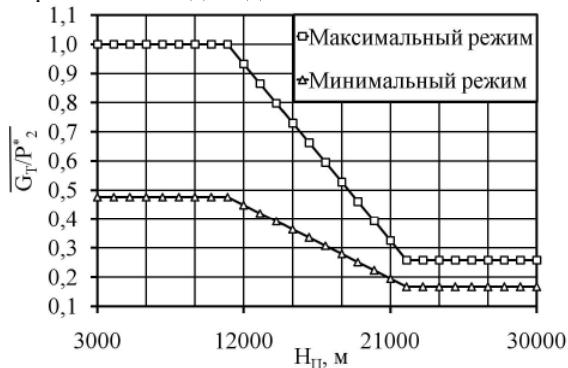


Рис. 3. Закон управления подачей топлива

$$F_5 = f(\lambda_2 = \text{const}) . \quad (3)$$

Если $\lambda_2 > \text{const}$, то F_5 стремится к уменьшению проходного сечения.

Если $\lambda_2 < \text{const}$, то F_5 стремится к увеличению проходного сечения;
где

$$\lambda_2 = \sqrt{\left(1 - \pi(\lambda_2) \frac{k-1}{k}\right) \cdot \frac{k+1}{k-1}} = \text{const} . \quad (4)$$

$$\pi(\lambda_2) = \frac{P_2}{P_2^*} . \quad (5)$$

$$k = f(T_2^*) . \quad (6)$$

В случае достижения площадью критического сечения максимального значения ($F_5 = F_{5 \max}$), корректируется величина подаваемого топлива для поддержания закона $\lambda_2 = \text{const}$.

В случае достижения площадью критического сечения минимального значения ($F_5 = F_{5 \min}$), поддерживается значение $F_5 = F_{5 \min}$ при заданном значении расхода топлива без поддержания величины скорости на входе в диффузор ($\lambda_2 = \text{var}$).

3. Закон управления площадью среза реактивного сопла.

Управление срезом сопла осуществляется путем поддержания постоянного значения недорасширения потока на срезе реактивного сопла:

$$F_6 = f\left(\frac{P_0}{P_6} = \text{const}\right) . \quad (7)$$

Если $\frac{P_0}{P_6} > \text{const}$, то F_6 стремится к уменьшению проходного сечения.

Если $\frac{P_0}{P_6} < \text{const}$, то F_6 стремится к увели-

чению проходного сечения.

В случае достижения площадью среза сопла гранично допустимых значений поддерживаеться значение ограничителя при $\frac{P_0}{P_6} = \text{var}$.

В случае, когда располагаемый перепад ($\pi_{\text{расп}}$) в реактивном сопле меньше критического ($\pi_{\text{кр}}$), площадь среза должна соответствовать минимальному значению:

$$\pi_{\text{кр}} = f(T_4^*; q_T; q(\lambda) = \lambda = 1.0) ; \quad (8)$$

$$\pi_{\text{расп}} = \frac{P_2^*}{P_0} ; \quad (9)$$

$$q_T = \frac{G_T}{G_2} = \frac{1}{\alpha_k \cdot L_0} . \quad (10)$$

Зависимость $\pi_{\text{кр}}$ от T_4^* и q_T задается в матричном виде.

4. Эксплуатационные ограничения.

Эксплуатационные ограничения — ограничения условий и параметров работы двигателя, выход за которые не допустим в процессе эксплуатации.

В САУ ПВРД следует использовать следующие эксплуатационные ограничения:

- минимальный расход топлива ($G_T \text{ min}$, кг/ч);
- максимальный расход топлива ($G_T \text{ max}$, кг/ч).

Значения минимального и максимально го расхода топлива определяются в процессе проектирования ПВРД и в дальнейшем лимитируются возможностями установленного топливного агрегата;

— максимальная температура на входе в диффузор ($T_{2 \max}^*$, К).

Максимальная температура на входе в диффузор является прочностным ограничением и определяется прочностными свойствами материала, из которого изготавливается диффузор.

Также, ограничение по максимально допустимой температуре заторможенного потока на входе в диффузор $T_{2 \max}^*$ устанавливает ограничение по высоте и скорости полета [7]:

$$T_0^* = T_0 \cdot \left(1 + \left(\frac{k+1}{2}\right) \cdot M_{II}^2\right) ; \quad (11)$$

— максимальная температура на выходе из камеры сгорания ($T_{4 \max}^*$, К);

— минимальное значение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ($\alpha_{kc \ min}$);

— максимальное значение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{kc \ max}$.

Определение $T_{4\max}^*$, $\alpha_{kc \ max}$ и $\alpha_{kc \ min}$ описано в пункте 5.

— максимальная площадь критического сечения реактивного сопла ($F_{5\max}^*$, m^2) соответствует положению дозвуковой створки при угле — $\alpha_{4-5 \ min}$, град.);

— минимальная площадь критического сечения реактивного сопла ($F_{5\min}^*$, m^2) соответствует положению дозвуковой створки при угле — $\alpha_{4-5 \ max}$, град.);

— максимальная площадь среза сопла ($F_{6\max}^*$, m^2).

Максимальная площадь среза сопла, как правило, определяется разработчиком ЛА исходя из расположения двигателя в составе ЛА;

— максимальный угол раскрытия сверхзвукового участка сопла, ($\delta_{5-6 \ max}$, град.).

Данное ограничение является газодинамическим и определяется исходя из условия безотрывного течения и минимизации потерь в сопле;

— минимальная площадь среза сопла ($F_{6\min}^*$, m^2) — конструктивное ограничение, которое устанавливается возможностью управляющих элементов (гидроцилиндров) сопла.

5. Определение значений $T_{4\max}^*$, $\alpha_{kc \ max}$ и $\alpha_{kc \ min}$.

5.1 Определение $\alpha_{KC \ max}$ и $\alpha_{KC \ min}$.

По определенному по результатам изменения значению $\pi(\lambda_2)$ рассчитывается расход воздуха на входе в диффузор G_2 .

Расход воздуха определяется по формуле Христиановича [8]:

$$G_2 = m \cdot \frac{P_2^*}{\sqrt{T_2^*}} \cdot F_2 \cdot q(\lambda_2); \quad (12)$$

$$q(\lambda_2) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_2 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_2^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (13)$$

$$m = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdot \sqrt{\frac{g}{R}}. \quad (14)$$

По определенному расходу воздуха G_2 и замеряемому значению расхода топлива G_T определяется значение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания α_{KC}

$$\alpha_{kc} = \frac{G_2}{G_T \cdot L_0}. \quad (15)$$

Если $\alpha_{kc} > \alpha_{kc \ max}$ необходимо увеличить расход топлива.

Если $\alpha_{kc} < \alpha_{kc \ min}$ необходимо уменьшить расход топлива.

5.2 Так как в камерах сгорания ПВРД достигаются значения температуры на выходе из камеры сгорания в диапазоне от 1400 до 2500 К выполнять их замер при помощи стандартных средств не представляется возможным.

Для косвенного определения температуры на выходе из камеры сгорания T_4^* авторами предлагается использование безразмерного температурного коэффициента В:

$$B = \sqrt{\frac{T_4^*}{T_2^*}}. \quad (16)$$

Выполненные при помощи поузловой математической модели расчеты показали, что температурный коэффициент в зависимости от отношения давлений P_2^*/P_4 и условий эксплуатации (рис.4) имеет вполне определенное распределение.

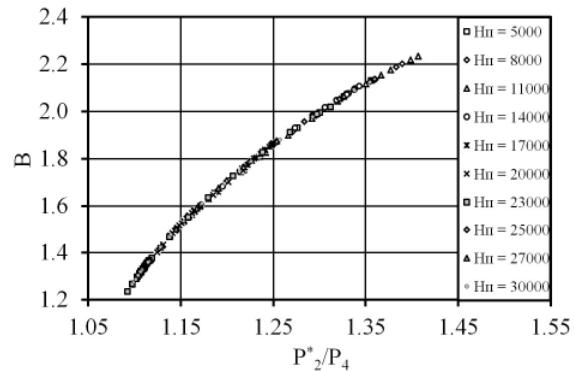


Рис. 4. Зависимость изменения температурного коэффициента В от отношения давлений P_2^*/P_4 и условий эксплуатации

По результатам осреднения расчетов получена зависимость (рис. 5), по которой косвенно определяется T_4^* :

$$T_4^* = \left(B \cdot \sqrt{T_2^*} \right)^2. \quad (17)$$

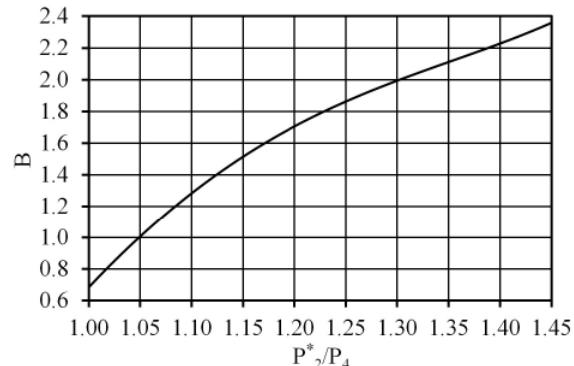


Рис. 5. Осредненная зависимость изменения температурного коэффициента В от отношения давлений P_2^*/P_4

Если $T_4^* > T_{4\max}^*$, САУ подает сигнал на уменьшение расхода топлива.

В таблице 1 представлены результаты сравнительного расчета T_4^* по поузловой ММ с расчетом по узловой ММ с учетом осредненной зависимости изменения температурного коэффициента В от отношения давлений P_2^*/P_4 .

Таблица 1
Погрешность определения САУ температуры на выходе из КС ПВРД

№	Режим эксплуатации	$\Delta T_4^*, \text{К}$	$\delta T_4^*, \%$
$k_{РЕЖ} = 1,0$			
1	$H_\Pi = 5000; M_\Pi = 1,4$	-6,238	-0,387
2	$H_\Pi = 16000; M_\Pi = 3,0$	1,576	0,073
3	$H_\Pi = 20000; M_\Pi = 4,2$	-6,609	-0,323
$k_{РЕЖ} = 0,5$			
1	$H_\Pi = 5000; M_\Pi = 1,4$	-0,156	-0,021
2	$H_\Pi = 16000; M_\Pi = 3,0$	-4,552	-0,335
3	$H_\Pi = 20000; M_\Pi = 4,2$	1,164	0,073

Из таблицы 1 видно, что погрешность определения T_4^* по осредненной зависимости не превышает 0,4 %.

Также следует отметить, что разница между температурой газа на выходе из КС, определенной САУ по осредненной зависимости и рассчитанной по ММ, не превышает 7 К. Данный показатель соответствует точности измерения большинства датчиков температуры (± 70 К).

Данный параметр можно использовать в системе контроля и диагностики двигателя. К примеру, в САУ можно задать ряд контрольных точек по T_4^* в зависимости от режима эксплуатации и в случае отклонения параметра от заданного значения выполнять корректировку закона подачи топлива.

6. Закон управления подачей топлива по косвенно определенному значению температуры газа на выходе из КС.

Температура газа на выходе из КС ПВРД является параметром, который отображает качество сгорания топлива. Поэтому данный параметр можно использовать в САУ не только как эксплуатационный ограничитель, а и в качестве закона управления подачей топлива:

$$\frac{T_4^*}{T_2^*} = f(k_{РЕЖ}; H_\Pi). \quad (18)$$

Пример закона управления подачей топлива по косвенно определенному значению температуры газа на выходе из КС представлен в виде зависимости на рис. 6.

Для сравнения законов управления подачей топлива проведены расчетные исследования по их влиянию на ПВРД при ухудшении полноты сгорания топлива КС на 10 % (рис. 7-9). Результаты представлены в виде отношения исследуемого параметра с ухудшенной на 10 % полнотой сгорания к аналогичному параметру нового среднего двигателя.

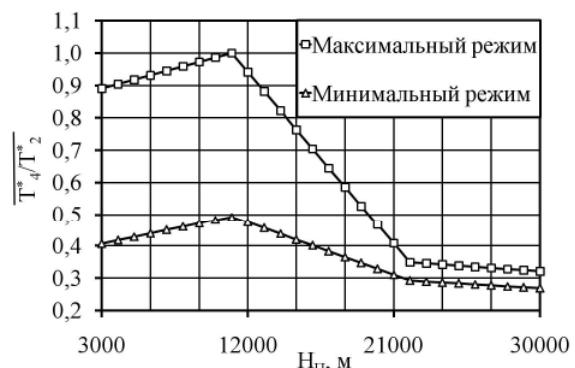


Рис. 6. Закон управления подачей топлива по косвенно определенному значению температуры газа на выходе из КС

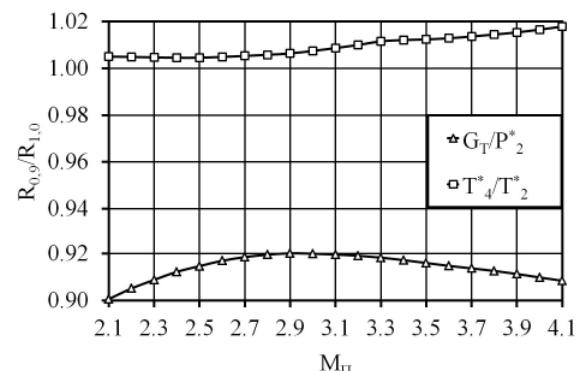


Рис. 7. Влияние закона управления подачей топлива на тягу при ухудшении полноты сгорания топлива в КС ПВРД

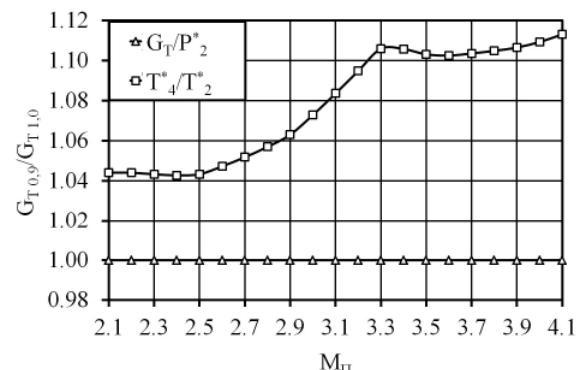


Рис. 8. Влияние закона управления подачей топлива на расход топлива при ухудшении полноты сгорания топлива в КС ПВРД

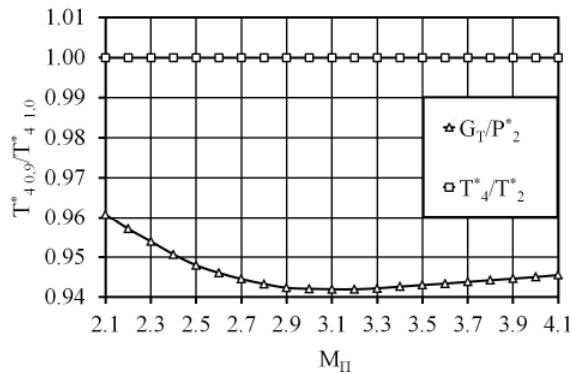


Рис. 9. Влияние закона управления подачей топлива на температуру газа на выходе из КС при ухудшении полноты сгорания топлива в КС ПВРД

Из рис. 7-9 видно, что закон управления подачей топлива по косвенно определенному значению температуры газа на выходе из КС позволяет обеспечить поддержание тяговых характеристик, необходимых для выполнения ЛА полетного задания. Однако при использовании данного закона увеличивается и потребный расход топлива, что может негативно сказаться на дальности и продолжительности полета ЛА.

Выводы

Проведенный авторами комплекс научно-исследовательских работ по разработке алгоритмов управления ПВРД позволяет сделать следующие выводы:

1. Предложенные алгоритмы управления позволяют обеспечить надежное управление прямоточным воздушно-реактивным двигателем.

2. Определение температуры газа на выходе из камеры сгорания позволит использовать закон управления подачей топлива, который обеспечит поддержание тяговых характеристик, необходимых для выполнения ЛА полетного задания, и отображать реальные процессы, происходящие в двигателе.

3. Выбор закона управления подачей топлива определяется назначением ЛА.

Полученные результаты показывают имеющийся потенциал в применении представленных алгоритмов управления в САУ ПВРД.

Литература

1 Методический подход к проектированию транспортно-космической системы [Текст] / Д. С. Калиниченко, А. В. Аксененко, А. Э. Кащенов [и др.] // Авиаційно-космічна техніка і технологія. – 2012. – № 4 (91). – С. 27–33.

2 Макеич Г. С. Проект «Молот» гиперзвукового беспилотного самолета-разгонщика с комбинированной экранной турбопрямоточной силовой установкой [Электронный ресурс] / Г. С. Макеич, М. Ю. Тюкаев, Я. Н. Чибисов. – Режим доступа : <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=29075> – 2012 г.

3 Улитенко Ю. А. Проблемы выбора схемы силовой установки для первой ступени транспортно-космической системы [Текст] / Ю. А. Улитенко, А. В. Еланский, И. Ф. Кравченко // Авиаційно-космічна техніка і технологія. – 2013. – № 8 (105). – С. 25–30.

4 Определение облика прямоточного воздушно-реактивного двигателя для транспортно-космической системы [Текст] : отчет о НИР, Т/о № 127/2016 / И. И. Карпачев [и др.] – Запорожье. – ГП «ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко». – 2016. – 13 с.

5 Клементовский Ю. А. Системы автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов [Текст] / Ю. А. Клементовский. – К. : КВІЦ, 2001. – 400 с.

6 Еланский А. В. Анализ параметров, характеризующих энергетические процессы в форсажной камере сгорания [Текст] / А. В. Еланский, А. И. Коваленко // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 57–61.

7 Улитенко Ю. А. Расширение диапазона эксплуатации прямоточных воздушно-реактивных двигателей путем впрыска воды на входе в двигатель [Текст] / Ю. А. Улитенко, А. В. Еланский, И. Ф. Кравченко // Системи озброєння і військова техніка. – 2016. – № 2(46). – С. 158–163.

8 Шляхтенко С. М. Теория воздушно-реактивных двигателей [Текст] / С. М. Шляхтенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 567 с.

Поступила в редакцию 23.06.2016

Ю.О. Улітенко, О.В. Єланський, В.В. Логінов. Обґрунтування вибору алгоритмів системи автоматичного керування прямоточним повітряно-реактивним двигуном

У даній статті коротко розглянуті та представлені результати вирішення актуальної задачі з розробки системи автоматичного керування для прямоточних повітряно-реактивних двигунів. Представлені алгоритми керування і вказані необхідні експлуатаційні обмеження. Запропонований та обґрунтований метод посереднього визначення температури газу на виході з камери згоряння прямоточного повітряно-реактивного двигуна і закон керування, який дозволить забезпечити підтримання тягових характеристик, необхідних для виконання літальним апаратом польотного завдання. Застосування отриманих результатів дозволить скоротити терміни створення конкурентоздатних прямоточних повітряно-реактивних двигунів для високошвидкісних літальних апаратів.

Ключові слова: літальний апарат, прямоточний повітряно-реактивний двигун, система автоматичного керування, об'єкт керування, алгоритми керування, експлуатаційні обмеження, гідроциліндри керування.

Y.U.A. Ulitenko, A.V. Yelansky, V.V. Loginov. The rationale for the selection of algorithms of the automaticcontrol system ramjet engine

This article briefly describes and presents results of solving the urgent problems of development of automatic control system for ramjet engines. Presents control algorithms and the necessary operating limitations. Proposed and justified method of indirect determination of the gas temperature at the exit of the combustion chamber of the ramjet engine and the control law, which will allow you to maintain traction characteristics necessary to perform aircraft flight mission. Application of the obtained results will allow to reduce terms of creation of competitive ramjet engines for high speed aircraft.

Key words: aircraft, ramjet engine, the automatic control system, control object, control algorithms, operational constraints, cylinders control.

УДК 621.396.6

**С.Я. ЯЦЕНКО, М.Ф. СИДОРЕНКО, М.П. ЄВСЮКОВ, І.Є. КИТАЙЧУК,
В.М. ДАШКІЄВ**

НТ СКБ “ПОЛСВТ” філія ДНВП “Об’єднання Комунар”, Харків, Україна

КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ВИРИШЕННЯ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ЗАДАЧІ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ СКЛАДНОГО ТЕХНІЧНОГО ОБ’ЄКТА

Запропоновано метод оптимізації подоби технічної системи, що проектується, за сукупністю критеріїв оцінки її якості. Суть метода полягає в наданні критеріям оцінки якості виробу вагових коефіцієнтів, відповідно до їх значимості, пошуці локальних екстремумів за кожним частковим критерієм з відповідним ваговим коефіцієнтом, і в обранні, в якості оптимуму, точки, рівновіддаленої від знайдених локальних екстремумів. Метод дає можливість знаходити наближене рішення в умовах, коли аналітичний вираз цільової функції є відсутнім. Для практичної реалізації отриманих наукових рішень, проведено аналіз джерел відмов та опрацьовано і впроваджено комплексну програму забезпечення надійності. За створеною методикою спроектовано і розроблено електронний регулятор ЭР2500 турбовального авіаційного двигуна. Регулятор успішно витримав комплекс випробувань, є запущеним до серійного виробництва

Ключові слова: багатокритеріальна оптимізація, проектування електронних систем, відмовостійкість

Прикладна задача дослідження

Дослідження виконувалося в рамках прикладної задачі: розробки електронного регулятора (ЕР) авіаційного турбовального двигуна. Силова установка (СУ) повітряного судна, разом з ЕР, є критично відповідальними щодо безпеки польоту і людей на борту. Розробка бортових радіоелектронних систем повітряних суден ускладнюється множиною суперечливих критеріїв оцінки: мінімуму маси й об’єму, вартості, (нині й вимогами імпортозаміщення), тощо. ЕР, як складова згаданих систем, також належить до систем, особливо відповідальних щодо безпеки людей. Отже, практика предметної області вимагає, щоб протягом усієї тривалості життєвого циклу виробу імовірність відмови була мінімальною. По-друге, в разі відмови, мінімізувати погрішенння безпеки повітряного судна і людей на борту. І, по-третє – задоволити специфічні вимоги аерокосмічної галузі, загальні для усіх радіоелектронних систем: мінімуму маси, об’єму, вартості, максимуму точності, електромагнітної сумісності, тощо.

Аналіз стану предметної області науки

Відомий ряд робіт по відмовостійкості. Так, у [1] застосовано індекс надійності за Квірком для виявлення ненадійних елементів системи. Підхід рунтується на досвіді, вимагає високої кваліфікації спеціалістів, призначений для про-

ектування окремих елементів і непридатний для складних систем.

Підхід у [2] ґрунтуються на складанні матриць стану систем, задіяних на кожному етапі польоту, зі значеннями ймовірностей відмов кожної системи зі статистики льотних пригод. Це ефективно для простих електронно-механічних систем без нелінійних залежностей між джерелами виникнення відмов.

У [3] пропонується «коєфіцієнт якості виробництва» апаратного забезпечення (АЗ). Модель прогнозу потоку відмов є сумаю потоків відмов АЗ та потоку відмов програмного забезпечення (ПЗ), що вважається фіксованим. Підхід не охоплює всі можливі джерела відмов, і його недостатньо для практичного застосування.

Постановка наукової задачі

Аналіз джерел показує, що існує наукова задача створення методу розробки складних, відповідальних радіоелектронних систем, що враховує можливі джерела відмов, і дозволяє мінімізувати ймовірність відмови, та (або) шкоду від неї. Пошук оптимальних рішень при проектуванні виробу є тотожним до оптимального керування складною динамічною системою за критерієм мінімуму витрати ресурсів.

Досвід підказує, що область рішень є безперервною. З практики відомо, що цільова функція біля екстремуму досягає насичення. Тому пошук точних координат оптимуму

чисельними методами є вкрай ускладненим. Без істотного погіршення точності, можна застосувати «принцип ε - оптимальності» [4], який стверджує, що коли цільова функція безперервна і гладка, а в межах деякої ε - околиці від точки екстремуму різниця між значенням цільової функції в довільній точці й екстремумом є меншою за ε , та якщо екстремум недосяжний, або його точне положення встановити неможливо – наблизено оптимальною вважається будь-яка точка в межах області ε .

Для оптимального керування динамічною системою використовується принцип максимуму Понтрягіна [5]. Але в прикладних задачах є множина априорно рівнозначних критеріїв, що визначаються сукупністю одних і тих же керуючих діянь. Ці критерії конкурують між собою за один і той самий ресурс. Задача багатокритеріальної оптимізації розглядалася у [6] і [7], проте акцент зроблено на виборі найрівномірнішої послідовності пробних точок для чисельного вирішення – так званих ЛП_т – послідовностей. Задача оптимізації там не завершена: обирати оптимум пропонується особі, що приймає рішення в конкретній прикладній задачі.

Невирішена частина загальної проблеми

В [8] описано метод попарного порівняння: пошук екстремуму кожної критеріальної функції окрім, з побудовою матриці «компромісного рішення». Проте даний метод є непридатним для пошуку оптимального рішення, передбачаючи пошук локального екстремуму за кожним критерієм при фіксованих значеннях інших цільових функцій.

В [9] описано метод агрегування цільових функцій: об'єднання множини цільових функцій в інтегральну функцію корисності і пошук її екстремуму. Але він придатний там, де часткові цільові функції мають загальну одиницю виміру.

Пропонується новий принцип «компромісу критеріїв». В основу його покладена така гіпотеза. Припустимо, існує n -вимірний простір K , кожен вимір якого відповідає одному з n критеріїв якості. В K існує n -вимірна система координат, кожна вісь якої, з обраним масштабним коефіцієнтом, відповідає чисельній мірі одного з критеріїв якості.

Припустимо, існує m -вимірний простір A , кожен з вимірів якого відповідає одному з m керуючих діянь (параметрів, аргументів цільової функції). В цьому просторі існує m -вимірна система координат, кожна вісь якої, з обраним масштабним коефіцієнтом, відповідає одному з керуючих діянь.

Вважаємо, що існує математична модель оптимізованої системи. Тобто, існує якесь

перетворення, що кожній точці з області A ставить у відповідність єдину точку простору K . В просторі A відокремлюється паралелепіпед P відповідно до накладених параметричних обмежень. В просторі K відокремлюється паралелепіпед R , відповідно до накладених функціональних обмежень. За потрапляння пробної точки за межі паралелепіпеда R , відповідна цій точці комбінація вихідних параметрів X вважається забороненою і виключається з подальшого розгляду.

Кожній критеріальній функції приписується ваговий коефіцієнт M , що визначає значимість даного критерію. Значення M варіюються в залежності від умов практичної задачі. Як правило, значення M призначаються методом експертних оцінок.

В заданій області A за допомогою методу «ЛП-послідовностей» (або іншого) обирається множина пробних точок – варіантів сполучень вихідних даних. Для кожного варіанту здійснюється чисельна реалізація моделі. В отриманій множині значень критеріальних функцій, за допомогою одного з чисельних методів пошуку екстремуму здійснюється пошук наближених значень локальних екстремумів кожної з критеріальних функцій в заданій області пошуку. Далі, для кожного отриманого значення критеріальної функції в просторі A здійснюється обчислення «відстані» до значення локального екстремуму кожної критеріальної функції – з урахуванням обраних значень вагових коефіцієнтів. Точка, мінімально «віддалена» від усіх локальних екстремумів – в просторі цільових функцій – і вважається компромісом критеріїв.

Адаптація до прикладної задачі

Описаний метод застосовано для вирішення практичної задачі – проектування ЕР складної технічної системи (турбовального авіаційного двигуна). Вона мала певні особливості, стосовно до запропонованого теоретичного апарату. Область пошуку була скінченою, і складалася з декількох альтернативних варіантів схемних рішень, комплектації АЗ (відповідно до існуючого асортименту радіоелектронних компонентів), а також кількох варіантів алгоритмів ПЗ (і кожен варіант в області пошуку передбачав довільне сполучення цих складових). А процес вирішення оптимізаційної задачі зводився до вибору одного найкращого варіанту з множини можливих.

Специфіка предметної області обумовила варіант з одним головним критерієм оцінки (відмовостійкістю) і множиною допоміжних критеріїв (маси, об'єму, вартості проектування та виробництва, тощо). В процесі проектування

чисельне вираження якості оцінки виробу за призначенням, тобто, точність функціонування регулятора, що було задано Головним Замовником в Технічному Завданні на проектування, було використано в якості фіксованого функціонального обмеження, обов'язкового для виконання – і процедури оптимізації не зазнавало.

В якості чисельного вираження головного критерію оцінки обрано ймовірність настання відмови з ваговим коефіцієнтом 1. Вагові коефіцієнти допоміжних критеріїв визначалися методом експертних оцінок, на підставі досвіду розробки подібних виробів і додавалися як десяткові, чи соті частки від 1.

Для коректного проведення дослідження, а також для втілення на практиці теоретично обчислених оптимальних результатів, на підприємстві опрацьовано і втілено комплексну і багатоступінчасту програму забезпечення надійності, яка охоплює аналіз джерел відмов виробу та реалізацію заходів по забезпеченню відмовостійкості на усіх етапах життєвого циклу ЕР.

Аналіз джерел відмов ЕР

Особливістю практичного застосування ЕР є сукупність різноманітних джерел відмов різної природи, специфічних для кожного етапу життєвого циклу. Тому максимум обраного критерію досягається максимізацією часткових критеріїв відмовостійкості для кожного джерела відмов усуненням або мінімізацією «негативної інтерференції» обраних заходів.

Етап проєктування: концептуальні помилки, помилки в проекті, схемних рішеннях та алгоритмах функціонування; помилки в програмному коді, конфлікт ПЗ та АЗ, конфлікт власного і пропрієтарного ПЗ, помилки в пропрієтарному ПЗ.

Етап виробництва: застосування неякісних матеріалів та заготовок, або непрацездатних покупних електрорадіовиробів, брак при виготовленні деталей та їх складанні, пошкодження.

Етап практичної експлуатації: недотримання умов експлуатації та некоректні дії обслуговуючого, або льотного персоналу; несанкціоновані зміна програмного коду або втручання в обчислювальний процес, пошкодження носія програмного коду, помилки в коді; повне припинення, або перебої живлення; відмова самого ЕР, датчиків, виконавчих механізмів, електромагнітна несумістність бортового радіоелектронного обладнання; діяння електромагнітних перешкод та інших зовнішніх факторів.

Зміст комплексної програми забезпечення надійності ЕР

За результатами аналізу джерел відмов було розроблено комплексну програму забезпечення надійності, яка передбачає відповідні заходи згідно з етапами життєвого циклу ЕР.

Заходи, закладені в архітектуру і алгоритм функціонування ЕР на етапі його проєктування:

- Виключення з архітектури усіх компонентів, які не є задіяні у реалізації функціонального призначення ЕР, або у забезпеченні його надійності.

- Застосування архітектуру без операційної системи, або іншого пропрієтарного ПЗ.

- Тестування ПЗ при усіх можливих сполученнях умов, згідно з вимогами КТ-178В.

- Запис нової версії програмного коду тільки за допомогою комплексу контрольно-перевірочної апаратури, в програмний код якого введено ієархічну систему пріоритетів допуску, з паролями.

Заходи, реалізовані в алгоритмі функціонування ЕР в його практичній експлуатації:

- За критичних відмов передача керування гідромеханічній системі. За відмови одного з контурів керування ЕР зберігає працездатність решти.

- Трьохступінчастий алгоритм контролю справності датчиків та каналів вимірювання їх сигналів – градієнтний, допусків і взаємний контрол.

- Живлення від двох альтернативних джерел електроживлення.

- Контроль справності датчиків та кіл керування виконавчими механізмами і табло, контроль збоїв та повторний перезапуск обчислювального пристрою.

- Захист АЗ від коротких замикань, перенапружень, перегрівів та імпульсних перешкод.

Заходи забезпечення надійності АЗ до впливу кліматичних та механічних факторів: застосування термостійких матеріалів і покупних електрорадіовиробів, мінімізація власного енергоспоживання, конструктивні і технологічні заходи, підбір протикорозійних покріттів.

Заходи з унеможливлення загроз життю та безпеці людини при функціонуванні ЕР на усіх етапах його життєвого циклу: відповідність вимогам з вибухонебезпеки, пожежної безпеки, електробезпеки, унеможливлення загроз життю та безпеці людини під час виробництва, зберігання, транспортування та технічного обслуговування.

Заходи з усунення (мінімізації) відмов, спричинених технологічними чинниками при виробництві:

- Вибір постачальників, вхідний контроль матеріалів та покупних компонентів.
- Поопераційний технічний контроль якості виготовлення та складання деталей і виробу.
- Допусковий контроль величин опору та напруги в контрольних точках схеми.
- Випробування готового ЕР на вплив фізичних чинників польоту (переохолодження, перегрів, термічний шок, вібрація).

Методологічним забезпеченням надійності є створена експлуатаційна документація, що чітко й однозначно регламентує умови, послідовність дій працівників при роботі з виробом на усіх етапах життєвого циклу.

Висновки

Теоретична частина. Запропоновано метод оптимізації при проектуванні технічної системи за сукупністю критеріїв оцінки її якості. Він дає можливість знаходити наближене рішення в умовах, коли аналітичний вираз цільової функції є відсутнім.

Практична частина. За створеною методикою спроектовано і розроблено ЕР турбовального авіаційного двигуна ЭР2500, який успішно витримав комплекс випробувань, є запущеним до серійного виробництва. На ЭР2500 отримано Свідоцтво про придатність комплектуючого виробу Державаслужби України і Авіарегістру Міждержавного Авіаційного Комітету (АРМАК).

Подальший напрямок досліджень в даній галузі слід очікувати у створенні методик визначення вагових коефіцієнтів, що використовуються в запропонованому методі.

Література

1. Капур К. Надежность и проектирование систем [Текст] : пер. с англ. / К. Капур, Л. Ламбертон. – М : Мир, 1980. - 605 с.
2. Мехонюшин В. С. Основы теории авиационных эргатических систем [Текст] : учеб. пособие / В.С. Мехонюшин. – Ульяновск : УВАУ ГА(И), 2011. – 75 с.
3. Artyukhova M. Prediction of equipment multifactor quality [Text] / M. Artyukhova, S. Polesskiy // Materials of X International Scientific and Practical Conference «Innovations based on information and communication technologies – INFO-2013», October, 1-10, 2013 – Sochi, Russian Federation. – Р. 500-503
4. Айзекс Руфус. Дифференциальные игры [Текст] : пер. с англ. / Руфус Айзекс. – М. : Мир, 1976. – 234 с.
5. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов [Текст] / И. Н. Бронштейн, К. А. Семеняев ; под ред. Г. Гроше и В. Циглера. – М. : Наука, 1986 – 544 с.
6. Соболь И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболь, Р. Б. Статников ; под ред. Н. Н. Калиткина. – М. : Наука, 1981. - 110с.
7. Статников Р. Б. Многокритериальное проектирование машин [Текст] / Р. Б. Статников, И. Б. Матусов. – М. : Знание, 1989. – 48 с.
8. Агранович Б. Л. Системный анализ деятельности и разработка проектных решений по автоматизации управления вузом [Текст] / Б. Л. Агранович, И. П. Чучалин, В. З. Ямпольский. – М. : Наука, 1985. – С. 5-14.
9. Евланов Л. Г. Теория и практика принятия решений [Текст] / Л. Г. Евланов. – М. : Экономика, 1984. - 176 с.

Надійшла до редакції 30.05.2016

С.Я. Яценко, Н.Ф. Сидоренко, Н.П. Евсюков, И.Е. Китайчук, В.Н. Дашиев.
Комплексный подход к решению многокритериальной задачи разработки электронной системы регулирования сложных технических объектов

Предложен метод оптимизации облика технической системы, проектируемой по совокупности критерииев оценки качества. Сущность метода состоит в: предоставлении критериям оценки качества изделия весовых коэффициентов, соответственно их значимости, поиске локальных экстремумов по каждому частичному критерию с соответствующим весовым коэффициентом, и в выборе, в качестве искомого оптимума точки, равноудаленной от найденных локальных экстремумов. Метод дает возможность находить приближенное решение в условиях, когда аналитическое выражение целевой функции отсутствует. Для практической реализации полученных научных решений проведен анализ источников отказов, разработана и внедрена комплексная программа обеспечения надежности. По созданной методике спроектирован и производится электронный регулятор турбовального авиационного двигателя ЭР2500. Регулятор успешно выдержал комплекс испытаний, запущен в серийное производство.

Ключевые слова: многокритериальная оптимизация, проектирование электронных систем, отказоустойчивость.

S.YA. Yacenko, M.F. Sidorenko, M.P. Yevsyukov, I.YE. Kytaychuk, V.M. Dashkiyev. Integrated approach to solve a multi-criteria problem of sophisticated technical object electronical governing system development

The technical system architecture optimizing method, based on a set of quality evaluating criteria has been proposed. The essence of method is to provide criteria weights coefficients for due to their importance, to search local extremes positions for each partial criterion with corresponding weights and to elect the point equidistant from local extremes as required optimum. The method makes it possible to find approximate solutions in circumstances where analytical expression of the objective function is missing. The analysis of sources of failures has been executed for practical implementation of scientific solutions as like as comprehensive program to ensure a reliability has been implemented. The aircraft turboshaft engine electronic regulator ЭР2500 has been designed and produced thanks to the established methodology. The ЭР2500 regulator has successfully passed a set of tests and is running to serial production and installed.

Keywords: multicriteria optimization, electronic systems development, fault-tolerance.

УДК 681.518.5

Г.С. РАНЧЕНКО, Д.И. ВОЛКОВ, В.В. ДАНИЛОВ

¹АО «Элемент», Одесса

ПРОГРАММНЫЙ СИМУЛЯТОР ДЛЯ РАЗРАБОТКИ И ПРОВЕРКИ АЛГОРИТМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ САУ

Представлен цикл тестирования и отладки алгоритмов управления и диагностирования цифрового регулятора ГТД типа FADEC. Рассмотрены практические аспекты построения и последующего использования программного симулятора совместной работы САУ и ГТД. Обоснована необходимость применения программного симулятора работы двигателевых установок под управлением цифровых регуляторов, в том числе для обеспечения требований КТ-178. Обозначены роль и место программного симулятора в отладке и тестировании ПО цифровых регуляторов. Рассмотрены отдельные вопросы модульного и компонентного тестирования. Статья может быть полезна программистам, разрабатывающим ПО для FADEC, тестировщикам, а также специалистам из смежных областей.

Ключевые слова: FADEC, САУ ГТД, цифровой регулятор, программное обеспечение, программный симулятор, непрерывная интеграция, тестирование, устойчивость САУ.

Введение

Программное обеспечение современных САУ типа FADEC является составляющей, на которую приходится основная часть трудозатрат, а также ответственности за отказы или их парирование. Кроме того, характерной особенностью является то, что трудозатраты имеют место в течение всего жизненного цикла САУ, равно как и то, что дефекты, приводящие к отказам, могут вноситься в течение всего жизненного цикла САУ. Соответственно, правильная организация процесса разработки ПО и применение надлежащего инструментария является необходимым условием, как для повышения экономической эффективности, так и для повышения надежности изделия.

Важным является уровень автоматизации испытаний, время итерации при выпуске новой версии ПО, что определяет экономическую эффективность процессов разработки и сопровождения ПО цифровых регуляторов.

В целом в статье рассматриваются общие вопросы, но в некоторых случаях приводятся конкретные примеры их использования в АО «Элемент», в том числе для РДЦ-450М – цифрового регулятора двигателя двухдвигательной вертолетной установки на базе ГТД АИ-450М.

1. Постановка задачи

Тестирование и отладка алгоритмов начинается на этапе получения требований или их изменения. Для алгоритмов управления, диагностирования, цифровой фильтрации и т.д. применяются пакеты математического

моделирования (рис. 1) АО «Элемент» главным образом использует Matlab & Simulink и LabView. Логические алгоритмы анализируют с использованием абстракций блок-схем, машин состояний, диаграм последовательностей, с финальным составлением таблиц состояний и переходов. В процессе разработки или модификации ПО выполняется его тестирование, а также программируемая симуляция работы двигателевых установок под управлением цифровых регуляторов. Далее выполняется уже программно-аппаратная симуляция работы двигателевых установок под управлением цифровых регуляторов с использованием стенда-имитатора. Следующий этап – стендовые и летные испытания [1].

Одним из распространенных заблуждений является то, что на этапе, когда цифровой регулятор разработан, пройдены стендовые и тем более летные испытания, нет необходимости в чисто программной симуляции работы двигателевых установок под управлением цифровых регуляторов. Иными словами чисто программная симуляция воспринимается, как вынужденная мера на этапе отсутствия аппаратных средств и объекта управления, необходимость которых отпадает сразу же после появления последних.

Задачей данной статьи является опровержение данного заблуждения, разъяснение роли и места программной симуляции САУ и ГТД. Кроме того, уточняется отличие решаемых задач от модульного и компонентного тестирования, в частности, специфических, таких как проверка устойчивости контуров управления.



Рис. 1. Тестирование и отладка алгоритмов

2. Программный симулятор

Первым делом постараемся обозначить, что понимается под программным симулятором и чем он отличается от модульных (unit) или компонентных тестов.

Итак, модульные тесты это тесты, которые обеспечивают тестирование некоторого модуля. Разные разработчики, в том числе в зависимости от используемого языка программирования, понимают под модулем метод (функцию) при функциональном программировании или иногда отдельный файл, который агрегирует эти методы, либо класс, при использовании объектно-ориентированного программирования (ООП). Опять-таки, некоторые разработчики не выделяют отдельно компонентные тесты, считая это вариантом модульных тестов. Однако желательно их отличать, так как от этого зависит подход к тестированию, тре-

бования к тестированию и т.д. Считаем, что модульное тестирование обеспечивает тестирование некоторой сущности, будь то класс, метод или группа методов, как белого ящика, с обязательным контролем внутренних (приватных) и внешних данных, в том числе объема используемой памяти, и возвращаемых результатов. При этом внешние интерфейсы, если и задействуются, то лишь с целью протестировать их непосредственную работоспособность, т.е. ввод-вывод данных и выполнение вызовов. При компонентном же тестировании объектом тестирования является компонент – сущность, для которой специфицированы требования и внешние программные интерфейсы. Тестирование компонента выполняется как для «черного ящика», т.е. внутреннее состояние компонента не анализируется. Такое разделение позволяет, в первом случае выполнить сугубо программные вещи и нефункциональные требования, фокусируясь на надежности, использовании памяти, быстродействии, а во втором – формализовать проверку компонента на соответствие требованиям, не загромождая тестирование нюансами внутренней организации компонента. Кроме того, при анализе степени покрытия тестами, в случае модульного тестирования главным показателем является процент кода, который затрагивается в процессе выполнения всего набора тестов, в то время, как при выполнении компонентных тестов этот показатель используется лишь как вспомогательный. Покрытие кода проверяется, например, с помощью gcov, достаточно удобного инструмента. Из замеченных недостатков лишь то, что при распределении тестов для одного модуля на несколько исполняемых файлов, результаты также представлены несколькими файлами. Хотя, впрочем, объединение результатов, делается при помощи примитивного скрипта. Непокрытый код – либо недоработка при написании тестов либо неиспользуемый код, подлежащий удалению. Для компонентного же тестирования, наоборот, показателями являются степень покрытия тестами интерфейсов (API) компонента, а также покрытие функциональных требований. Хотя впрочем, последний показатель может быть использован и при модульном тестировании в случае, когда требования относятся к алгоритмам, численным методам и пр.

Что же такое программная симуляция и, чем она отличается, например, от компонентного тестирования? В каком-то смысле это действительно нечто вроде большого компонентного теста, в который вовлекается значительная часть рабочего ПО САУ, но, во-первых, это уже не отдельный компонент, а их совокупная работа, во-вторых, имеется свой специфический

для САУ набор выполняемых проверок, причем с использованием математических моделей [1] двигателей, агрегатов, редуктора и винта в случае вертолетной ДУ. Проверяются показатели качества регулирования или ограничения параметров, устойчивость контуров в части задач управления, работа инженерных алгоритмов и алгоритмов диагностирования.

В принципе набор выполняемых проверок практически совпадает с таковым при проверке цифровых регуляторов с использованием стенда-симулятора, но:

- время применения обновленного кода 10 секунд против минимум десятков минут при прошивке цифрового регуляторов,
- применение обновленного кода автоматизируется, что является необходимым условием для организации непрерывной интеграции (continuous integration),
- тестирование можно выполнять в убыстренном масштабе времени, что при использовании современных вычислительных мощностей означает быстрее минимум на 2 порядка, даже не учитывая возможности распараллеливания,
- тестирование можно выполнять параллельно на нескольких компьютерах, а также использовать преимущества многоядерных процессоров, запуская тесты в несколько потоков,
- можно динамически модифицировать код и в том числе можно выполнять проверку устойчивости контуров управления на разомкнутом контуре, что, например, актуально для проверки по критерию Найквиста-Михайлова,
- можно проще интегрировать внешние специализированные программные средства, например, Matlab & Simulink для проверки устойчивости,
- отсутствуют ограничения по логированию отладочной информации,
- можно выполнять все вышеперечисленные операции удаленно при помощи VPN, что актуально, например, при работе у Заказчика.

Ну и железобетонный аргумент – программный симулятор все равно приходится разрабатывать на этапе, когда нет ни аппаратных средств, ни ГТД для проведения испытаний и т.д. Почему же не сделать хорошо и не получить вышеперечисленные возможности?

Непрерывная интеграция это – современная практика разработки ПО, без которой практически не обходится ни один разработчик ПО высокой сложности, такого как применяемого в т.ч. FADEC. Другой вопрос, насколько автоматизирован процесс. Даже, если просто предусмотрена еженедельная интеграция, инициируемая в ручном режиме, все равно это

концепция непрерывной интеграции и практически наверняка процесс сборки и тестирования в значительной мере автоматизированы. В противном случае тысячи проверок, что вполне характерно для любых систем уровня FADEC по сложности, не говоря уже об ответственности системы, будут выполняться месяцами.

Непрерывная интеграция в целом характеризуется рис. 2.



Рис. 2. Непрерывная интеграция

В зависимости от применяемого подхода по расписанию или по внесению изменения, ПО соответственно с накопленными в системе контролем версий с изменениями или с единственным изменением, являющимся триггером для запуска цикла, собирается на build сервере затем запускаются тесты, в том числе с использованием программного симулятора и затем публикуется новая рабочая версия (все подписчики уведомляются о выпуске новой версии и результатах тестирования).

В случае, если сборка или тестирование неуспешны, и, в зависимости от настроек, процесс прерывается и производится уведомление по электронной почте ответственных лиц, в т.ч. интеграторов проекта, а также лица (лиц), вносявших изменения после предыдущей успешной сборки или тестирования.

Кроме непосредственно тестирования ПО в классическом смысле выполняется проверка устойчивости контуров управления и ограничения. Устойчивости контуров проверяются на всех режимах, с различными положениями механизации, а в случае двухдвигательной силовой установки, как в случае АИ-450М, также с различными комбинациями работы двигателей в т.ч. при работе двигателя под управлением гидромеханического резерва:

- один работающий двигатель под управлением цифрового регулятора, второй выключен;
- два работающих двигателя под управлением цифровых регуляторов;
- один работающий двигатель под управлением цифрового регулятора и второй работающий двигатель под управлением гидромеханической резервной САУ.

Учитывая, что программный симулятор позволяет проведение активного эксперимента, причем в отсутствии шумов, как в случае использования стенда-имитатора, то построение, например, Bode диаграммы, на основании быстрого преобразования Фурье fft отклика на единичный импульс (дельта-функцию) вполне тривиальная задача при интеграции симулятора с Matlab. Причем, учитывая, что задачей является не столько полноценный анализ, который выполняется в Matlab на этапе дизайна алгоритма, сколько допусковый контроль на соответствие результатам полного анализа по реперным точкам и последующий визуальный контроль сформированных отчетов. Грубо говоря, цель проверить, что ничего не «поломали».

Программный симулятор на примере регулятора РДЦ-450М и ГТД АИ-450М состоит из следующих частей:

- немодифицированное рабочее ПО блоков РДЦ-450М, два двухканальных электронных блока, т.е. четыре компонента с рабочим ПО;
- два компонента модели ГТД АИ-450М;
- компонент модели редуктора и вертолетного винта;
- менеджер симулятора, который обеспечивает информационный обмен и синхронизацию выполнения отдельных частей ПО;
- ПО КПА-450М, обеспечивающие визуализацию и регистрацию параметров работы моделей и цифровых регуляторов.

Заключение

Итак, рассмотрены основные стадии проверок ПО, используемого в САУ типа FADEC, рассмотрены причины использования программного симулятора совместной работы САУ и ГТД с использованием оригинального кода. Показана его уникальная роль, не пересекающаяся с классическими модульным и компонентным тестированием, в том числе в процессе непрерывной интеграции. Также вкратце рассмотрена структура программного симулятора, показывающая простоту решения, контрастирующую с массой извлекаемых преимуществ и новых возможностей.

Литература

1. Стенды-имитаторы и их применение на различных стадиях жизненного цикла систем управления газотурбинных двигателей [Текст] / Д. И. Волков, В. М. Грудинкин, В. А. Качура [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №9 (56). – С.133–137.
2. Миргород, В. Ф. Новые компьютерно-ориентированные формы математических моделей авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.Ф. Миргород, В. М. Грудинкин // Искусственный интеллект. – 2008. – №4. – С.117–124.

Поступила в редакцию 17.05.2016



Рис. 3. Структура программного симулятора работы двухдвигательной вертолетной силовой установки на базе ГТД АИ-450 под управлением РДЦ-450.

Г.С. Ранченко, Д.І. Волков, В.В. Данілов. Програмний симулятор для розробки та перевірки алгоритмів функціонування САУ

Представлено цикл тестування та налагодження алгоритмів управління та діагностування цифрового регулятора ГТД типу FADEC. Розглянуто практичні аспекти побудови та наступного використання програмного симулятора сумісної роботи САУ та ГТД. Обґрунтовано необхідність використання програмного симулятора роботи двигунових установок під управлінням цифрових регуляторів, також задля забезпечення вимог КТ-178. Визначено роль та місце програмного симулятора у налагодженні та тестуванні ПЗ цифрових регуляторів. Розглянуто окремі питання модульного та компонентного тестування. Стаття може бути корисною програмістам, що розробляють ПЗ для FADEC, тестувальникам, а також фахівцям з суміжних областей.

Ключові слова: FADEC, САУ ГТД, цифровий регулятор, програмне забезпечення, програмний симулятор, безперервна інтеграція, тестування, стійкість САУ, АИ-450М.

G.S. Ranchenko, D.I. Volkov, V.V. Danilov. Software simulator for fadec algorithms development and testing

The article describes the testing and debugging process for FADEC. There are practical aspects of software simulator development and usage. The article proves that it is necessary to use software simulator in order to meet DO-178 requirements. Unit and component testing is described. The article may be useful for software engineers who develop software for FADEC and for testing engineers.

Key words: FADEC, ECU, control system, gas turbine engine, digital regulator, software, software simulator, continuous integration, software testing, control system stability, AI-450M.

УДК 004.942 : 629.4.001.4

В.Ф. МИРГОРОД

АО «Элемент», Одесса, Украина

ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ДРОБНЫХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ОПЕРАТОРОВ В ЗАДАЧАХ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В работе предлагается подход к построению численных алгоритмов компьютерной реализации математических моделей в виде дробно-интегральных операторов. Эквивалентное представление таких математических моделей предлагается отыскивать в виде оператора Вольтерры, и для моделирования использовать методы решения интегральных уравнений Вольтерры II-го рода относительно невязки (ошибки) между входом и выходом. Численный алгоритм моделирующей системы состоит в построении нерекурсивного фильтра, замкнутого единичной отрицательной обратной связью, что позволяет получить рекурсивную форму реализации заданного оператора преобразования. Разработано и реализовано программно-алгоритмическое обеспечение для предлагаемого подхода. Решены в численном виде тестовые примеры для дробного апериодического звена.

Ключевые слова: математическая модель, интегральные уравнения, температурный режим.

Введение

Температурный режим газотурбинного двигателя (ГТД) и его изменение в процессе эксплуатации является одним из основных факторов при определении технического состояния ГТД. Проблемный вопрос оценки температурного режима состоит в несовершенстве инструментальных средств, которые, в силу их инерционности, не позволяют установить фактическое изменение температуры газов в динамических режимах. Важная научно-прикладная задача состоит в создании математических моделей (ММ) как изменения температурного режима ГТД, так и измерительных каналов (ИК), которые адекватно отражают реальные процессы и соответствуют возможностям компьютерной реализации в системах реального времени.

1. Формулирование проблемы

Известно, что в режиме приемистости ГТД измеренная термопарами (ТП) температура газов далеко не соответствует фактической [1,2]: Причина такого явления состоит в «инерционности» ИК температуры. Действительно, время приемистости АИ-25ТЛШ составляет до 5 секунд, а «инерционность» термопары Т-99 (23) секунды. Естественно, фактический заброс температуры газов на приемистости не может быть установлен по данным измерений. Аналогичная ситуация имеет место и для турбовальных двигателей, в частности, для АИ-450М. Для восстановления фактического изменения температуры необходимо решить некоррект-

ную обратную задачу: по измеренным данным и ММ ИК восстановить входное воздействие. Применяемые одноемкостные ММ ТП [3] не позволяют решить указанную задачу. Более совершенные двухъемкостные ММ, например, в составе ММ Д436-148 для стендов-имитаторов, имеют несколько лучшие характеристики, однако также далеки от необходимых.

Для повышения точности оценки температурного режима ГТД применяются сложные конечномерные аппроксимационные ММ [4]. Идея этого известного [5] подхода основана на подходящей аппроксимации реальной переходной характеристики конечной суммой экспоненциальных функций. Однако, как это установлено в [6], температурные процессы описываются дробно-рациональными передаточными функциями, следовательно, соответствуют бесконечномерному пространству состояний.

Целью настоящей работы является обоснование подхода к численной реализации в рекурсивной форме математических моделей температурного режима ГТД и соответствующих измерительных каналов в классе дробных интегральных операторов.

2. Решение проблемы

Дробно-рациональным передаточным функциям отвечают дробным интегро-дифференциальным операторам. Теории таких преобразований посвящены многочисленные работы, в частности [7, 8]. В прикладных приложениях [9, 10] для численной реализации

используются формула Грюнвальда-Летникова и численная реализация интеграла Римана-Луивилля. Предложены [6] усовершенствования таких формул, приспособленные для реализации в системах реального времени. Тем не менее, такие усовершенствования не устраниют, и не могут устранить принципиальный недостаток предлагаемых решений из-за конечности ряда и накопления ошибок.

Действительно, дробный интегральный оператор

$$y(t) = \frac{1}{\Gamma(m)} \int_0^t (t-s)^{m-1} x(s) ds = \int_0^t h(t-s)x(s) ds, \quad (1)$$

где x – входной сигнал,

y – выходной сигнал,

m – порядок дробного интегрирования, является интегралом Вольтерры типа свертки с ядром специального вида. Распространенная формула Грюнвальда-Летникова есть ни что иное, как наиболее простая численная реализация этого интеграла. Очевидно, что при $m=1$ (целочисленный интеграл), (1) превращается в обычный интеграл. Однако целочисленный интеграл от входного сигнала никогда численно не реализуется конечной суммой, поскольку известны и применяются рекурсивные алгоритмы его определения.

Идея настоящего исследования состоит в построении рекурсивных алгоритмов для численной реализации операторов Вольтерры, основанных на теории соответствующих интегральных уравнений.

Пусть поставлена задача выполнить численную реализацию оператора Вольтерры:

$$y(t) = V_r \{x(t)\} = \int_0^t r(t,s)x(s) ds. \quad (2)$$

Введем сигнал невязки:

$$e(t) = y(t) - x(t)e(t) = y(t) - x(t). \quad (3)$$

Тогда (2) эквивалентно следующему соотношению:

$$e(t) = y(t) - \int_a^t r(t,s)y(s) ds. \quad (4)$$

Которое является резольвентным решением интегрального уравнения (ИУ) Вольтерры II-го рода вида:

$$e(t) = y(t) - \int_a^t k(t,s)e(s) ds, \quad (5)$$

где ядро ИУ связано с резольвентой известным уравнением [11, Вер]:

$$r(t,s) = k(t,s) - \int_s^t r(t,\lambda)k(\lambda,s) d\lambda. \quad (6)$$

Таким образом, ММ динамической системы в виде (2) может быть эквивалентно представлена в виде ИУ (5), что открывает возможности по численной реализации в рекурсивном виде.

Аналитические решения уравнения (6) для важного класса сепарабельных ядер найдены в [12], что позволяет решить ИУ Вольтерры II-го рода с произвольной правой частью. В [13] найдены аналитические решения классов дискретных аналогов ИУ Вольтерры II-го рода, которые описывают динамику систем с дискретными состояниями и могут быть использованы при дискретизации достаточно общих ИУ для последующего их численного решения.

В том случае, если ядро в ИУ Вольтерры II-го рода является разностным, широкие возможности для решения предоставляет операционный метод. Действительно, в этом случае (6) в операторной форме имеет вид:

$$R(p) = K(p) - K(p)R(p), \quad (7)$$

и искомое изображение ядра определяется соотношением:

$$K(p) = R(p) / [I - R(p)]. \quad (8)$$

В терминах теории автоматического управления изображение резольвенты есть передаточная функция замкнутой системы, а (2) – интеграл свертки, связывающий ее вход и выход, изображение ядра – передаточная функция разомкнутой системы, импульсная характеристика которой позволяет осуществить рекурсивную форму решения.

В [13] получены аналитические решения в дискретном случае с использованием Z – преобразования.

Для верификации выбранного подхода выбрана передаточная функция вида:

$$W(p) = R(p) = k / (Tp^{m+1}), \quad (9)$$

где k – коэффициент усиления,

T – выходная постоянная времени,

m – порядок дробного интегрирования.

Переходная функция (8) достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными ИК температурного режима ГТД. После подстановки в (8) получим передаточную функцию разомкнутой системы в виде дробно-интегрального звена.

Согласно предлагаемому подходу, схема численной рекурсивной реализации оператора (9) содержит дробный интегратор порядка m , охваченный единичной отрицательной обратной связью.

Результаты компьютерного эксперимента заключались в численном определении

переходной функции и сравнении ее с известным аналитическим решением для $m = 1$ и $m = 0,5$, а также построении логарифмической амплитудно-частотной характеристики (ЛАЧХ), наклон которой должен составлять $-m20 \text{ db / dec}$ в выбранной полосе частот. Тестирование выполнено для $m = 1$, когда (8) является апериодическим звеном первого порядка.

Дискретная свертка (1) реализована в виде нерекурсивного фильтра с шагом 0,1 секунд (для получения ЛАЧХ 0,001 секунд), длина реализации 80100 отсчетов, сольвер приложения Simulink интерактивной среды MATLAB типа ode23t (метод трапеций) с шагом 1e-6 секунд. Для получения ЛАЧХ аппроксимация задержек в нерекурсивном фильтре выполнена методом Паде порядка 4.

На рис. 1 представлена общая схема моделирования с одной ячейкой нерекурсивного фильтра, а на рис.2 и рис.3 результаты численного эксперимента.

Следует отметить, что дробный интегральный оператор, реализованный в виде нерекурсивного фильтра в замкнутом контуре моделирования, эффективен только в некоторой полосе частот, нижняя граница которой определяется длиной выборки (окном анализа), а верхняя — шагом дискретизации.

Рекурсивная форма решения позволяет уменьшить ошибки численной реализации заданного оператора.

Если в качестве выхода схемы моделирования использовать сигнал невязки, то получим реализацию звена дробного дифференцирования, наклон ЛАЧХ которого в выбранной полосе частот равен $+m20 \text{ db / dec}$.

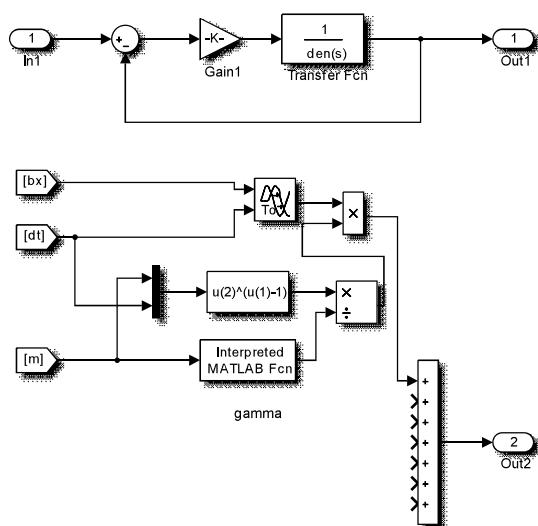


Рис. 1. Схема моделирования

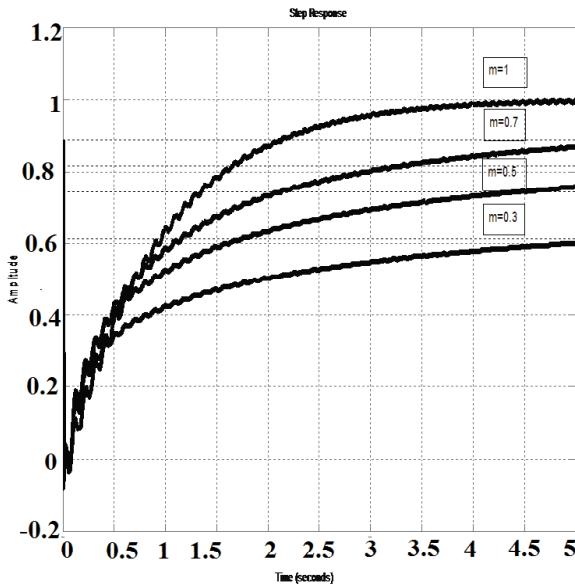


Рис. 2. Переходные характеристики для разных значений показателя дробного интегрирования

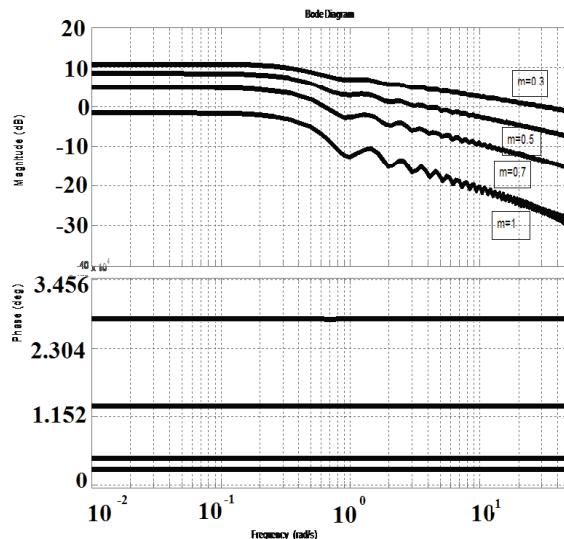


Рис. 3. Логарифмические частотные характеристики для разных значений показателя дробного интегрирования

Заключение

Используемые конечномерные ММ ИК температурного режима ГТД и изменения его температурного состояния не отвечают реальной физической сущности явлений, имеют низкую адекватность и высокую алгоритмическую сложность.

Предлагаемые известные ММ в виде дробно-интегральных операторов отвечают физике изменения температурного режима и процессов его измерения, однако их численная реализация не удовлетворяет требованиям практики по точности решений.

Предлагаемый подход построения численных алгоритмов дробно-интегральных преобразований для оценки температурного режима в рекурсивной форме дает возможность найти компромисс между достигаемой точностью и алгоритмической сложностью.

Литература

1. Грудинкин В. М. Разработка и исследование динамических характеристик модернизированного регулятора температуры выходящих газов для двигателя АИ-25ТЛШ [Текст] / В. М. Грудинкин, В. Ф. Миргород // Вестник двигателестроения. – 2004. – №2. – С. 197-201.
2. Грудинкин В. М. Имитационное моделирование и управление температурным режимом ГТД АИ-25 ТЛШ [Текст] / В. М. Грудинкин, В. Ф. Миргород // Авиаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 9(25). – С. 211-215.
3. Расширение функциональных возможностей бортового регулятора температуры авиационных двигателей по результатам государственных испытаний / В. М. Грудинкин, В. Ф. Миргород, В. И. Шанькин [и др.] // Авиаційно-космічна техніка і технологія. – 2007. – №9(45). – С. 79-82.
4. Моделирование динамики ГТД с учетом времени его предварительного прогрева / С. В. Епифанов, А. В. Олейник, С. Г. Коломийчук [и др.] // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 50-56.
5. Методы и устройства интерпретации экспериментальных данных зависимостей при исследовании и контроле энергетических процессов / А. Ф. Верлань, Б. Б. Абдулсатаров, А. А. Игнатенко [и др.]. – К. : Наук. думка, 1993. – 258 с.
6. Бушер, В. В. Моделирование систем с дробно-дифференцирующими и дробно-интегрирующими звеньями в SIMULINK [Текст] / В. В. Бушер // Електромеханічні і енергозберігаючі системи : зб. наук. праць. – Кременчук : КрНУ, – 2011. – Вип. 4. – С. 140 – 143.
7. Васильев, В. В. Дробное исчисление и аппроксимационные методы в моделировании динамических систем / В. В. Васильев, Л. А. Симак. – К. : НАН Украины, 2008. – 256 с.
8. Oldham, K. B. The Fractional Calculus [Text] / K. B. Oldham, J. Spanier // Academic Press, 1974. – 234 р.
9. Нахушев, А. М. Дробное исчисление и его применение [Текст] / А. М. Нахушев. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 272 с.
10. Садовой, А.В. Системы оптимального управления прецизионными электроприводами [Текст] / А. В. Садовой, Б. В. Сухинин, Ю. В. Сохина ; под общ. ред. А. В. Садового. – К. : ИСИМО, 1996. – 298 с.
11. Верлань, А. Ф. Справочник по интегральным уравнениям [Текст] / А. Ф. Верлань, В. С. Сизиков. – К. : Техника, 1986. – 700 с.
12. Миргород, В. Ф. Обобщение методов аналитического решения некоторых типов интегральных уравнений Вольтерра второго рода [Текст] / В. Ф. Миргород // Искусственный интеллект. – 2009. – №3. – С. 68-80.
13. Миргород, В. Ф. Методы численной реализации математических моделей динамических процессов в форме интегральных уравнений [Текст] / В. Ф. Миргород, И. М. Гвоздева // Авиаційно-космічна техніка і технологія. – 2012. – №9(96). – С. 229-233.

Поступила в редакцию 16.05.2016

В.Ф. Миргород. Обчислювальна реалізація дрібних інтегральних операторів в задачах моделювання температурного режима газотурбінних двигунів

В роботі пропонується підхід до побудови обчислювальних алгоритмів комп’ютерної реалізації математичних моделей у вигляді дрібно-інтегральних операторів. Еквівалентне представлення таких моделей пропонується відшукувати у вигляді оператора Вольтерри, і для моделювання використовувати методи рішення інтегральних рівнянь Вольтерри II-го роду відносно невязки (похибки) між входом і виходом. Обчислювальний алгоритм моделюючої системи складається в побудові не рекурсивного фільтру, замкненого одиничним від’ємним зворотнім зв’язком, що дозволяє отримати рекурсивну форму заданого оператора перетворення. Розроблено та реалізовано програмно-алгоритмічне забезпечення для пропонованого підходу. Вирішені в обчислювальному вигляді тестові приклади для дрібного аперіодичної ланки.

Ключові слова: математична модель, інтегральні рівняння, температурний режим.

V.M. Mirgorod. Numeral realization of fractional integrated operators in tasks of modeling of turbo-engines temperature condition of

In the paper approach to the construction of numeral algorithms computer realization of mathematical models in the fractional integral operators is offered. Equivalent presentation of such mathematical models is suggested to find in the Volterra operator form and use for modeling the methods of solution of two type Volterra integral equation relatively to a misclosure (errors) between an entrance and exit. The numeral algorithm of the designing system consists in designing of the non-recursive filter which reserved by a single negative feedback that allows to get the recursive form of desired transformation operator realization. The programmatic-algorithmic providing is developed and realized for offered approach. Test examples are solved in a numeral form for a fractional aperiodic link.

Keywords: mathematical model, integrated equations, temperature conditions.

УДК 629.7.064.5

В.С. РЕВА, К.Н. ЗЕМЛЯНОЙ, В.П. ФРОЛОВ

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. Янгеля»

ФОРМИРОВАНИЕ КОМПЛЕКСНОГО ПОДХОДА К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ И ПОДВИЖНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Приведены и проанализированы основные требования при проектировании систем электроснабжения (СЭС) космических ракетных комплексов и систем автономного электроснабжения (САЭ) подвижных комплексов, определены основные этапы проектирования указанных систем. В соответствии с этим обозначены основные особенности создания систем электроснабжения, выделена общая структура формирования комплексного подхода к проектированию. На примере создания системы электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» была рассмотрена структура комплексного подхода. Дополнительно приведены особенности создания систем автономного электроснабжения.

Ключевые слова: создание, структура, комплексный подход, система электроснабжения, проектирование, качество.

1. Требования, предъявляемые к СЭС и САЭ

Создание новой техники, в том числе систем электроснабжения, начинается с формирования требований, предъявляемых к ней. Общие требования к системам электроснабжения должны являться результатом решения задачи более высокого уровня.

Однако в этом процессе существуют особенности, связанные с неопределенностью, неполнотой информации, творческими (не формализованными) решениями [1].

Наиболее существенными в распределении и формировании требований по уровням иерархии являются следующие аспекты [2]:

1. На верхнем уровне, как правило, формируется не весь спектр требований, и проектанту объектов нижнего уровня оставляется свобода в принятии решений.

2. Требования верхнего уровня, зачастую, носят описательно словесный характер (степень автоматизации, автономность и т.д.) и подчас не имеют числового выражения.

Упорядочение процесса согласования требований и характеристик создаваемых систем электроснабжения в силу этих особенностей носит итерационный характер. Сокращение шагов в этом процессе строится на научном обосновании требований и создания нормативно-технической документации. Общие технические требования, предъявляемые сегодня к системам электроснабжения, включают требования по:

- назначению;
- радиоэлектронной защите;
- живучести и стойкости к внешним воз-

действиям;

- надежности;
- эргономике и обитаемости;
- эксплуатации, удобству технического обслуживания, ремонта и хранения;
- транспортабельности;
- безопасности;
- защите конфиденциальной информации;
- стандартизации и унификации;
- технологичности;
- конструктивным решениям;
- технико-экономическим показателям;
- метрологическому обеспечению;
- математическому, программному и информационному обеспечению.

Анализируя существующую систему общих требований можно отметить, что при обосновании облика систем электроснабжения на верхнем уровне задаются:

1. Перечень свойств, численное значение показателей, которые подлежат последующему определению [3]. К таким свойствам отнесены:

- надежность;
- живучесть;
- безопасность;
- эксплуатационные свойства (удобство технического обслуживания, ремонта, хранения и т.д.);
- транспортабельность;
- технологичность;
- экономичность;
- математическое обеспечение и ряд других.

Рекомендации по преодолению неопределенностей носят весьма общий характер и сводятся к следующему [3]:

1. Обоснование тактико-технических и экономических требований, предъявляемых к САЭ

и СЭС, и сроков создания должно производиться в рамках всей системы по критерию «эффективность-стоимость».

2. Требования к системам электроснабжения по назначению определяются, в основном, путем анализа возложенных на них задач и задач наземного комплекса в различные периоды времени (режимы работы) с учетом прогноза достижимого уровня ТТХ.

3. Выбор количественных значений ТТХ основывается на использовании методического аппарата теории сложных систем, исследований операций, теории принятия решений, математической статистики, теории массового обслуживания, реализованного в методах прогнозирования, оптимизации, технико-экономических оценок, статистического моделирования и др.

4. Обоснование автономности функционирования основывается на определении временных показателей функционирования при определенном (ограниченном) материально-техническом обеспечении.

Обоснование универсальности применения основывается на использовании методов теории массового обслуживания в условиях ограничений по использованию конкретных САЭ и СЭС в рамках определенных комплексов.

Уже одно только перечисление методов, используемых и рекомендуемых при обосновании требований к космической технике, свидетельствует о чрезвычайной сложности этой проблемы, необходимости обширных знаний в различных областях науки и техники.

Также можно выделить стоимостные показатели создания СЭС и САЭ (1), которые описываются соотношением, учитывающим назначенный ресурс системы электроснабжения (R), срок его службы (T), годовые затраты на эксплуатацию (C_r^e), стоимость разработки системы (C_p^e) [1]:

$$C_{\text{сес}} = C_r^e \frac{T}{R} + \frac{C_p^e}{R} \quad (1)$$

2. Этапы проектирования систем электроснабжения

Проектирование СЭС как любой сложной системы является многоплановым, творческим и чрезвычайно трудоемким процессом, в котором используются теоретико-расчетные методы, экспериментальные средства и методики, эвристические подходы и приемы принятия решений.

Объем и содержание проектов определяются единой системой конструкторской документа-

ции (ЕСКД). Процесс проектирования можно укрупненно представить схемой (рис.1).



Рис. 1. Укрупненная схема процесса проектирования СЭС и САЭ

Исходные данные на проектирование РКК содержатся в технических заданиях. При проектировании возможна генерация вариантов технических решений, если не учитывать эвристического начала этого процесса, который состоит из выбора (перебора) уже имеющихся вариантов технических решений.

Следует заметить, что получение новых технических решений из расширенных множеств аналогов эвристическими методами оказывается малопродуктивным.

3. Особенности создания систем электроснабжения

Особенности СЭС как объекта системных исследований состоят в следующем:

- глобальность решений и последствий задачи проведения подготовки к пуску и пуска РКН, научность последних достижений техники и технологии;

- высокая энергонасыщенность, энергоемкость и стоимость СЭС;

- СЭС и САЭ являются уникальными системами, практически не повторяющимися. Поэтому для них, в большинстве случаев, не применимы научные методы и оценки, построенные на основе статистических данных, из-за невыполнения условия статистической устойчивости явлений (т.е. возможности проводить массовые опыты в одних и тех же условиях);

- наличие для СЭС весьма жестких требований по своевременности проведения технологических процессов подготовки РКН к пуску [4].

Исходя из особенностей создания систем электроснабжения представлен общий алгоритм формирования структуры СЭС (рис.2).

Общие вопросы двигателестроения



Рис. 2. Алгоритм процесса формирования структуры СЭС с учетом моделирования нештатных ситуаций

Основными элементами, характерными для комплексного подхода создания САЭ и СЭС, являются [1]:

1. Цели. Целевой подход занимает центральное место. В задачах создания систем электроснабжения подход начинается с выявления цели, которая должна быть достигнута создаваемыми системами электроснабжения. Для систем электроснабжения главной целью является: обеспечение качественного электроснабжения потребителей технологического оборудования и технических систем, участвующих в подготовке и пуске РКН.

2. Ограничения (ресурсы). Важнейшими видами ограничений при создании и эксплуатации систем электроснабжения являются ресурсные ограничения (стоимость, затраты энергии), временные (оперативность создания, выполнения основных операций и пр.), а также ограничения по условиям эксплуатации (климатические, технологические, экологические, наличие или отсутствие целенаправленного воздействия других систем и пр.).

3. Альтернативы или варианты принятия решения. В процессе системного анализа должны быть выявлены допустимые (с учетом введенных

ограничений) альтернативы и выделены лучшие из них с какой-либо точки зрения.

Для относительно дорогостоящих систем электроснабжения не существует альтернативы.

4. Критерии - правила, по которым осуществляется сравнение и выбор вариантов. В качестве критерия выбора часто выдвигаются условия принадлежности варианта к множеству, обладающему определенными свойствами, или достижение при этом варианте экстремума по некоторому показателю предпочтения. Так показателем пригодности какого-либо варианта структуры или функционального облика систем электроснабжения является возможность достижения их заданной цели в рамках сформулированных ограничений. Примером показателя предпочтения могут служить максимальная надежность, минимальные затраты ресурсов и др.

Таблица 1
Обеспечение комплексного подхода при создании СЭС НК КРК «Циклон-4»

ТТТ	ТТХ
Состав структуры СЭС	СЭСТС, СЭСТО, САДУ
1. Целевое назначение	Эффективность применения, качество работы, распределение электроэнергии, электроснабжение потребителей
Назначенный ресурс	$R \geq 10$ лет
Надежность	$P \geq 0,97$
2. Ограничение	f, P, U
Стойкость к атмосферным воздействиям	$t = +15\text{--}35^{\circ}\text{C}$, хлориды-300 мг/м ²
3. Альтернатива	Нет
4 Критерии	$\Delta U_{\max} = \pm 10\%$, $\Delta f_{\max} = \pm 0,5\%$
Надежность	Наработка на отказ 20000 ч., $t_{\text{восст}} = 1$ ч.
Безопасность	Определяется программой
Эргономичность	Определяется программой
Метрологичность	Определяется программой
Мощность	~6 МВт

5. Модели. Исследование альтернатив и соответствующих им показателей производится на моделях. При исследовании систем электроснабжения возникает необходимость привлечения не одной модели, а их комплекса и проведения с использованием этих моделей многокритериального анализа и синтеза. Типичными задачами анализа является ис-

следование характеристик вариантов СЭС, а типичные задачи синтеза состоят в генерации его конкурентоспособных вариантов и выбора предпочтительного варианта из множества допустимых.

6. Рекомендации. Это заключительная часть, содержащая выводы из проведенного исследования и указания по реализации его результатов.

Комплексный подход осуществляется в несколько этапов. Исходным этапом являются постановка задачи и анализ целей.

На примере космического ракетного комплекса КРК «Циклон-4» рассмотрим структуру обеспечения комплексного подхода проектирования СЭС НК (табл.1).

Для систем электроснабжения подвижных ракетных комплексов появляются несколько дополнительных критериев и ограничений (табл. 2).

Таблица 2
Дополнительные особенности при создании САЭ

ТТТ	ТТХ
Время автономной работы	$t_{авт} = 3\dots14$ сут.
Ограничения	По количеству потребителей, фидеров питания, мощность, объем составных частей

Выходы

Создание каждого нового комплекса приводит к появлению новых систем электроснабжения, по своей специфике не похожих на предыдущие структуры. При их создании практически нет никакой информации о свойствах и характеристиках.

Однако применение комплексного подхода к проектированию систем электроснабжения и систем автономного электроснабжения с использованием системного анализа (разд. 3) позволит качественно и на достойном уровне обеспечить создание новых систем.

Литература

- Бирюков Г. П. Основы проектирования ракетно-космических комплексов, [Текст] / Г.П. Бирюков, Б.К. Гранкин, В.В. Козлов – С-Пб. : Изд-во Алфавит, 2002. – 396 с.
- Бирюков Г.П. Основы обеспечения надежности и безопасности стартовых комплексов [Текст] / Г.П. Бирюков, Ю.Ф. Кукушкин, А.В Торпачев. – М. : Изд-во МАИ, 2002. – 264 с.
- Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных производственных систем [Текст] / Г.В. Дружинин, – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 479 с.
- Рева В.С. Формирование требований к системе контроля качества электроэнергии наземных комплексов для ракет космического назначения [Текст] / В.С. Рева, К.Н. Земляной, Е.Ю. Шевченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – №4(81). – С. 55-58.

Поступила в редакцию 01.06.2016

В.С. Рева, К.М. Земляний, В.П. Фролов. Формування комплексного підходу до проектування систем електропостачання стаціонарних і рухомих комплексів

Наведено та проаналізовано основні вимоги під час проектування систем електропостачання (СЕП) космічних ракетних комплексів і систем автономного електропостачання (САЕ) рухомих комплексів, визначені основні етапи проектування зазначених систем. Відповідно до цього визначено основні особливості створення систем електропостачання, виділено загальну структуру формування комплексного підходу проектування. На прикладі створення системи електропостачання наземного комплексу КРК «Циклон-4» було розглянуто структуру комплексного підходу. Додатково наведені особливості створення систем автономного електропостачання.

Ключові слова: створення, структура, комплексний підхід, система електропостачання, проектування, якість.

V.S. Reva, K.N. Zemlyanyi, V.P. Frolov. Формирование комплексного подхода к проектированию систем электроснабжения стационарных и подвижных комплексов

Results and analysis of the main requirements in the design of power supply systems (PSS) intended for space launch system and self-contained power supply systems (SCPSS) of mobile systems, spot the basic stages of the design of these systems. In accordance with this indicated the main features of a power supply systems, as highlighted in the overall structure of an integrated approach of design. As an example of the creation of power supply system space launch complex «Cyclone-4» was considered the structure of an integrated approach. Advanced features have been shown to create the SCPSS.

Key words: *creation, structure, complex approach, power supply system, design, quality.*

УДК 629.78

Н.М. ДРОНЬ¹, П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ², Л.Г. ДУБОВИК¹

¹Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Украина

²Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Украина

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ УВОДА КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОРАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрена интегрированная в состав космического аппарата (КА) система его увода с низких околоземных и геостационарной орбит на безопасные в случае аварии или после окончания срока активного существования КА, работа которой основана на применении электроракетных двигателей (ЭРД). С использованием разработанных методик рассчитаны энергетические и массовые характеристики системы и дана их оценка в зависимости от высоты орбиты расположения уводимого КА. Выданы рекомендации относительно типов используемых электрических ракетных двигателей и необходимого их количества.

Ключевые слова: система увода, низкая околоземная орбита, геостационарная орбита, космический аппарат, энергетические и массовые характеристики, электроракетная двигательная установка.

Введение

Очистка околоземных орбит от объектов техногенного происхождения, так называемого космического мусора (КМ), в последнее время становится все более актуальной задачей. Все больше стран и в большем количестве запускают в космос свои космические аппараты от больших до микро- и нано-спутников, которые, выходя из строя с завидной регулярностью, становятся космическим мусором.

По прогнозам специалистов, если загрязнение космическим мусором околоземного пространства будет продолжаться нынешними темпами, и не будут приниматься радикальные меры борьбы с КМ, то к 2055 году окажется весьма рискованным запускать какие бы то ни было КА, не говоря уже о пилотируемых космических кораблях и долговременных орбитальных станциях [1]. Это заставляет задуматься многих ученых и исследователей онейтрализации вышедших из строя КА и прочего КМ.

Одним из способов решения возникшей проблемы является включение в состав запускаемых КА систем, осуществляющих увод их с орбиты по окончании срока активного существования путем торможения и входа в плотные слои атмосферы либо путем разгона и перевода на высокие орбиты захоронения. Для этого используются как пассивные (без применения ракетных двигателей), так и активные (с применением ракетных двигателей) средства увода [2].

Следует, однако, заметить, что увод с орбиты КА по окончании срока их активного существования на данный момент не выполняется. Все разработки находятся на проектной стадии. При этом, для активных систем увода как перспективные рассматриваются электроракетные двигатели с большим ресурсом работы, высоким удельным импульсом и малым расходом рабочего тела, а, следовательно, высокой экономичностью [3].

Целью данной статьи является оценка энергетических и массовых характеристик входящих в состав КА активных систем увода на базе ЭРД.

Решение поставленной задачи

Для решения поставленной задачи рассматривается система увода, интегрированная в КА, в состав которой входят все необходимые системы, агрегаты и узлы из состава космического аппарата, кроме двигательной установки. Предполагается, что такая интеграция не требует дополнительного оборудования или его масса настолько мала, что может не учитываться.

В качестве искомых характеристик приняты запас характеристической скорости (ЗХС), однозначно определяющий запас рабочего двигателя, и прирост массы КА за счет оснащения ее системой увода. Предполагается, что система формирует и совершают оптимальный орбитальный перелет с орбиты функционирования КА на безопасную круговую орбиту в течение заданного времени. При этом отсутствуют какие-либо дополнительные условия, которым

должна отвечать траектория движения КА, что потребует дополнительных затрат энергетики.

Для КА, функционирующих на низких околоземных орбитах (НОО), безопасными считаются орбиты спуска в плотные слои атмосферы и орбиты захоронения на высотах полета выше 2000 км. При уводе КА в плотные слои атмосферы таковой считается орбита высотой 500 км. Выбор высоты связан с малым сроком существования КА на этой орбите и тем, что это практически нижняя граница возможности использования ЭРД, где совпадают перегрузки за счет тяги и атмосферного торможения.

Для КА, которые находятся на геостационарной орбите (ГСО), безопасными считаются орбиты, которые превышают ее по высоте полета на 200 км.

При использовании ЭРД необходимый запас характеристической скорости W космического аппарата с интегрированной системой увода его на безопасную орбиту может быть определен известной аналитической зависимостью:

$$W = \sqrt{\frac{\mu}{r_0}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\tilde{r}}} \right), \quad (1)$$

где μ — гравитационная постоянная Земли, равная $3,986 \cdot 10^{14} \text{ м}^3/\text{с}^2$;

$\tilde{r} = r_k / r_0$ — отношение радиусов безопасной

r_k и исходной r_0 орбит.

Других затрат энергетики на маневр увода в данном случае не требуется.

Для оценки ожидаемой массы системы увода может быть использована ранее разработанная методика, использованная в [4].

Число ЭРД, необходимое для осуществления маневра увода, можно определить, исходя из заданного времени t на его выполнение

$$n_{ERD} = \left[\frac{J}{n_0 g_0} (1 - \exp(-W/J)) + 1 \right] \quad (2)$$

либо ресурса двигателя t_{pec} , принимая, что

$$n_{ERD} = \left[\frac{t}{t_{pec}} + 1 \right] \cong \frac{t}{t_{pec}}, \text{ т.е.} \\ n_{ERD} = \left[\frac{J}{t_{pec} n_0 g_0} (1 - \exp(-W/J)) + 1 \right], \quad (3)$$

где n — число ЭРД;

J — удельный импульс двигателя;

n_0 — начальная энерговооруженность;

g_0 — ускорение свободного падения.

Результаты расчетов и их анализ

Для оценки энергетических и массовых характеристик систем увода были рассмотрены стационарные плазменные двигатели (СПД-25, СПД-35, СПД-50, СПД-60, СПД-70, СПД-100, СПД-2300, СПД-140, СПД-200, СПД-290) и импульсный плазменный двигатель АИПД-50, соотношения тяги P , удельного импульса J массы m которых приведены на рис.1-3.

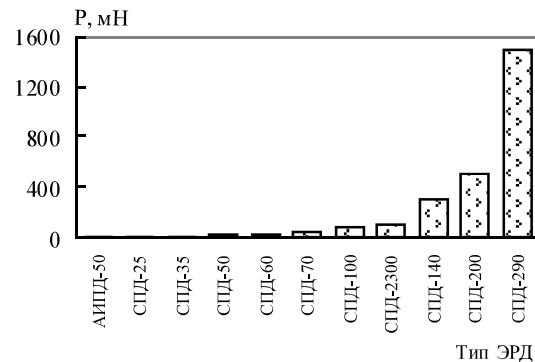


Рис. 1. Зависимость тяги ДУ от типа ЭРД

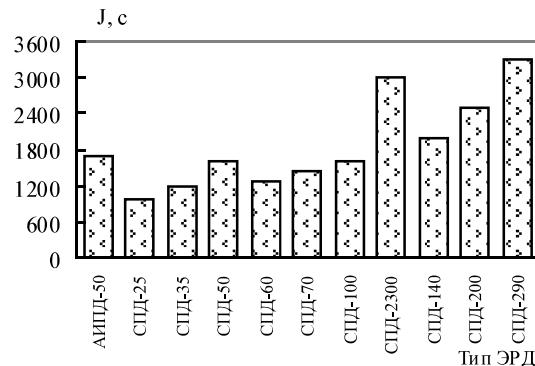


Рис. 2. Зависимость удельного импульса ДУ от типа ЭРД

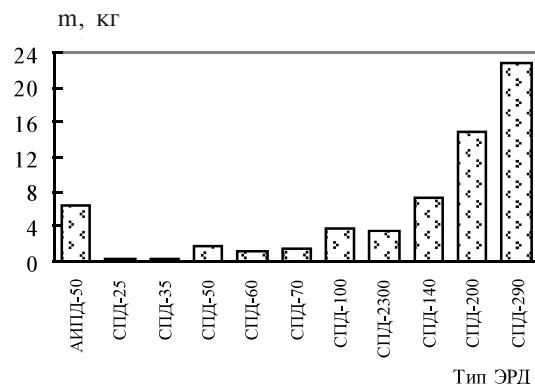


Рис. 3. Зависимость массы ДУ от типа ЭРД

Полученные результаты расчетов характеристической скорости показали, что максимум необходимого ЗХС для увода КА с НОО составляет 337 м/с, а с ГСО – 23 м/с. При этом, как было сказано в [4], оптимальный маневр увода КА с НОО зависит от высоты полета. Космические объекты на высотах до 1264 км следует спускать, а те, которые выше ее – поднимать.

В зависимости от типа выбранных двигателей были построены диаграммы массы интегрированной в КА системы увода, выраженной в процентах относительно массы уводимого КА (рис. 4-7), и необходимого для осуществления операции увода числа ЭРД без учета ограничений на ресурс работы (рис. 8-11).

Учитывая мировые тенденции запускаемых КА, в проведенных расчетах принимались следующие диапазоны масс КА:

- на НОО – 0,85...18000 кг;
- на ГСО – 117...8000 кг.

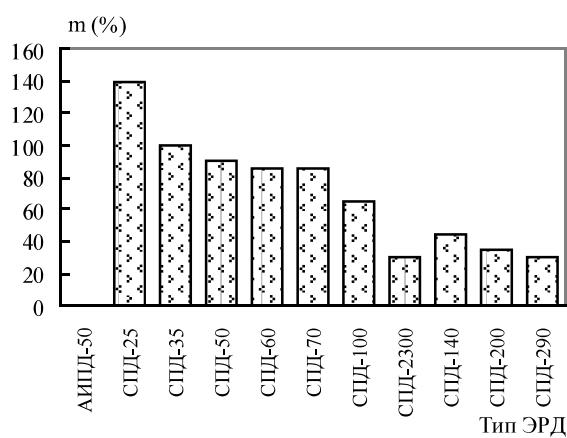


Рис. 4. Зависимость относительной массы системы от типа ЭРД для увода КА максимальной массы с НОО

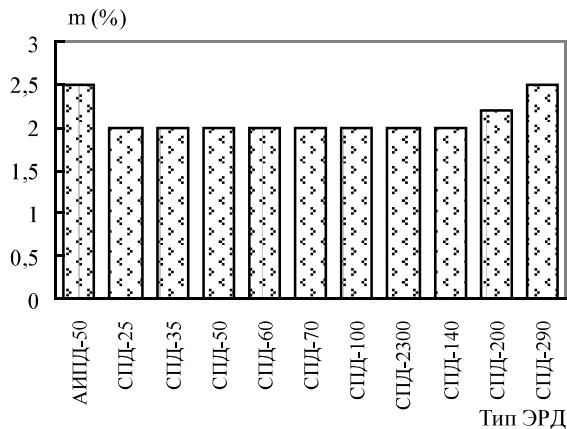


Рис. 5. Зависимость относительной массы системы от типа ЭРД для увода КА максимальной массы с ГСО

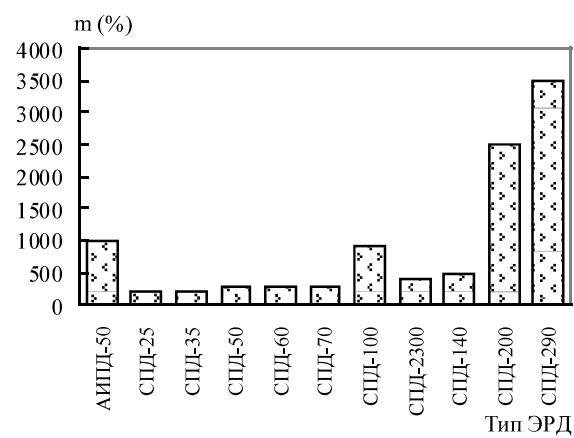


Рис. 6. Зависимость относительной массы системы от типа ЭРД для увода КА минимальной массы с НОО

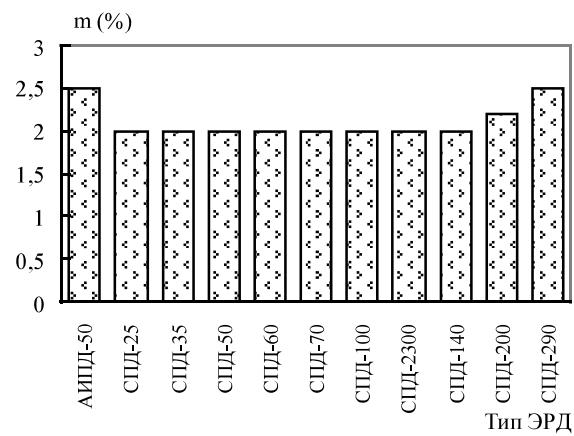


Рис. 7. Зависимость относительной массы системы от типа ЭРД для увода КА минимальной массы с ГСО

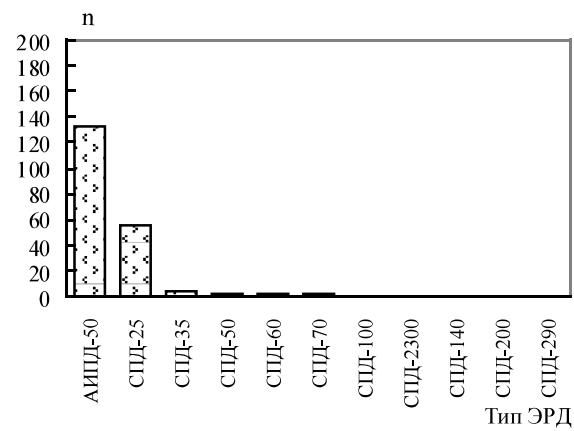


Рис. 8. Зависимость числа ЭРД от их типа для увода КА максимальной массы с НОО

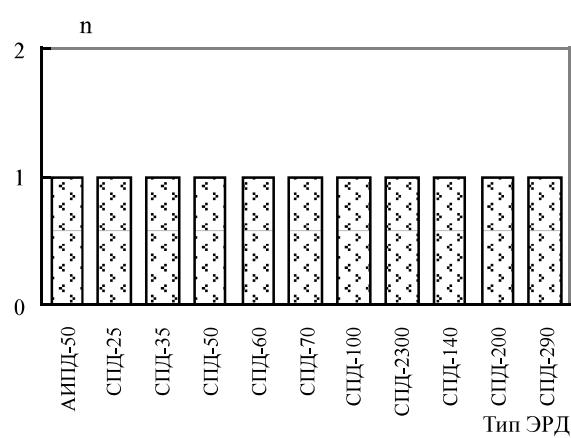


Рис. 9. Зависимость числа ЭРД от их типа для увода КА максимальной массы с ГСО

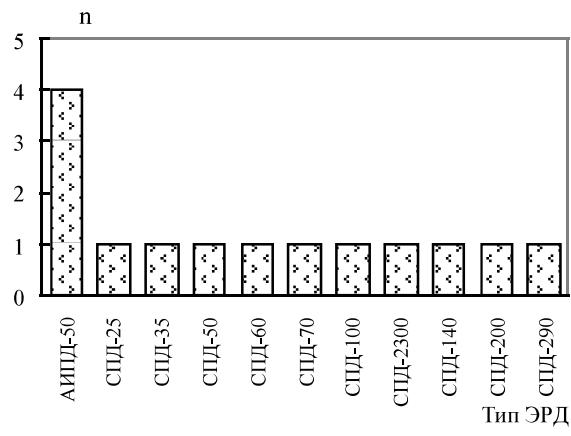


Рис. 10. Зависимость числа ЭРД от их типа для увода КА минимальной массы с НОО

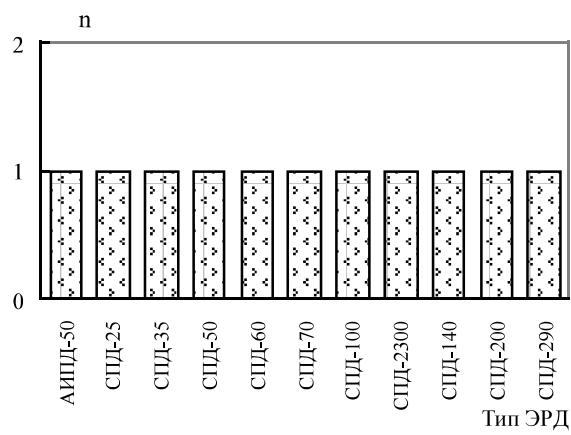


Рис. 11. Зависимость числа ЭРД от их типа для увода КА минимальной массы с ГСО

Анализ зависимостей рис. 4, 6 показывает, что для увода КА с НОО максимальной массы

18 т оптимальным по массе является применение двигателя АИПД-50, а минимальной массы 0,85 кг – СПД-35. Использование СПД-35 также отвечает условию оптимальности и по числу двигателей (рис. 10), в то время как применение АИПД-50 для увода КА максимальной массы нецелесообразно (рис. 8). Очевидно, что в этом случае наиболее рациональным является использование двигателя СПД-290. При этом масса системы увода составит 4,5...8,0 т. При использовании СПД-35 для увода КА минимальной массы масса системы увода будет составлять 2,0...12,0 кг.

Для увода КА с ГСО максимальной и минимальной массы оптимальным является применение СПД-25 (рис. 5, 7). Анализ рис. 9, 11 показывает, что число ЭРД на выбор типа двигателя влияния не оказывает. Масса интегрированной системы увода КА максимальной массы составляет 150-330 кг, а минимальной – 2,0...6,0 кг.

Заключение

Исходя из того, что, в силу все нарастающей остроты проблемы космического мусора, требование оснащать все спутники системами увода с орбиты в ближайшие десятилетия станет одной из норм международного космического права, полученные результаты имеют практическое значение и могут быть использованы специалистами при проектировании устройств очистки околоземного пространства от техногенных объектов.

Литература

- Orbital Debris Quarterly News [Text]. – NASA, 2013. – Vol. 17, Issue 3. – 10 p.
- Палий А. С. Методы и средства увода космических аппаратов с рабочих орбит [Текст] : Состояние проблемы / А.С. Палий // Информационные технологии в управлении сложными системами : сб. докл. науч. конф. – Днепропетровск : Изд-во Свидлер А.Л. : 2011. – С. 94-102.
- Overview of Russian activities in electric propulsion [Text] / О. А. Горшков, А. С. Коротеев, В. М. Мурашко [et al.] // Proc. of 37-th Joint Propulsion Conference and Exhibit // AIAA 02001-3229. – V. 4, No 2. – Р. 59-68.
- Дронь Н. М. Оценка энергомассовых характеристик активных систем увода космических объектов с низких околоземных орбит [Текст] / Н. М. Дронь, П. Г. Хорольский, Л. Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7 (124). – С. 39-44.

Поступила в редакцию 31.05.2016

М.М. Дронь, П.Г. Хорольський, Л.Г. Дубовик. Оцінка енергетичних і масових характеристик систем відводу космічних апаратів на базі електроракетних двигунів

Розглянуто інтегровану до складу космічного апарату (КА) систему його відводу з низьких навколоzemних та геостаціонарної орбіт на безпечні у випадку аварії або після закінчення терміну активного існування КА, робота якої основана на застосуванні електроракетних двигунів (ЕРД). З використанням розроблених методик розраховані енергетичні й масові характеристики системи її надано їх оцінку залежно від висоти орбіти знаходження КА, що уводиться. Видано рекомендації відносно типів ЕРД, що використовуються, й необхідної їх кількості.

Ключові слова: система відводу, низька навколоzemна орбіта, геостаціонарна орбіта, космічний апарат, енергетичні й масові характеристики, електроракетна двигунна установка.

N.M. Dron', P.G. Khorol'skiy, L.G .Dubovik. Evaluating power and mass characteristics of systems for spacecrafts de-orbit based on electric propulsions

The system,integrated into the spacecrafsts (SC) for de-orbit it from low earth and geostationary orbits to safe in the event of an accident or after the end of their active life SC,whose work is based on the use of electric propulsions (EP) is considering. With the application of the developed techniques are calculating the power and mass characteristics of system and their evaluating according to the height orbit of the spacecraft. Recommendations according concerning the types of electric propulsions and required amount are issued.

Keywords: system for de-orbit, low earth orbit, geostationary orbit, spacecraft, power and mass characteristics, electric propulsion system.

В.Н. МЕЛЬНИК, Г.В. БОЙКО

Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев

ВОЗНИКНОВЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ В КРУГЛОЙ ПЛАСТИНЕ. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА

В работе строится аналитическая модель упругого взаимодействия звуковой волны эксплуатационного использования летного изделия с круглой пластиной. Показана возможность получения приближенного решения и определения по его структуре характера изгибного движения круглой пластины для эксплуатационных условий летных изделий. Раскрывается возможность проявления резонансных особенностей пластины в звуковом поле. Созданы предпосылки для анализа динамики пластины в широком диапазоне натуральных условий функционирования в составе высокоманевренных и скоростных объектов, в том числе, крылатых ракет.

Ключевые слова: матрица координатных функций, круглая пластина, частотный резонанс.

Введение

Общая мощность двигателей стратегической бомбардировочной авиации (СБА класса В-2А, В-52Н, В-1В) находятся в пределах 10...40 мВт. При этом двигателями инжектируется около 13...40 Т продуктов сгорания топлива (за 150 самолетовылетов их масса составляет около 2...6 кТ). Мощность двигателей самолета тактической и палубной авиации (ТПА) близка к 8...16 мВт и, при этом, выбрасывается в атмосферу около 11...25 Т выхлопных газов.

В акустические колебания трансформируется около 10^{-4} мощности реактивных двигателей. Для одного самолета СБА и ТПА она составляет 1...4 и 0,8...1,6 кВт соответственно. При полете самолета в течение 1 часа, энергия акустических колебаний примерно равна 3,6...14,4 и 2,9...5,8 мДж, соответственно. Один самолет, например, в небе над Ираком (по данным INTERNET – www.irak.ru, www.rambler.ru и др.) в марте 2003 г. во время боевых действий инжектировал в среду суммарное энерговыделение $6 \cdot 10^3$ Дж (речь идет о продуктах сгорания топлива и акустической энергии). Это соответствует мощности акустических колебаний 0,8...1,6 кВт и энергии 2,9...5,8 мДж.

Частотный спектр акустического излучения реактивных двигателей достаточно широк. Спектральная плотность излучения достигает максимума на частоте f_{\max} , которая зависит от диаметра сопла d_s и скорости истечения V_s продуктов сгорания, т.е. числа Струхала

$$St: St = \frac{V_s}{fd_s}.$$

На частоте f_{\max} величина $(St)^{-1} = 0,13$ [1]. Отсюда

$$f_{\max} = \frac{0,13V_s}{d_s}.$$

Тогда, к примеру, если $d_s = 0,1...0,3$ м, а $V_s = 500...1000 \text{ мс}^{-1}$, то $f_{\max} = 430...650$ Гц. При уменьшении f , спектральная плотность убывает пропорционально f^2 [2]. Таким образом, на частоте 5 Гц она уменьшается в 10^4 раз. На столь низких частотах, по-видимому, более существенным является излучение, обусловленное движением собственно летательного аппарата, скорость которого V_1 и характерный размер l_1 ,

$$\text{то есть: } f_{\max} = \frac{V_1}{l_1} (St)^{-1}.$$

Так, при $l_1 = 10$ м, $(St)^{-1} = 0,1...1$,

$V_1 = 300 \text{ мс}^{-1}$, имеем: $f_{\max} = 3...30$ Гц.

В естественных условиях поток акустической мощности составляет $0,3...1 \text{ мВт/м}^2$ [3].

Таким образом, инжектируемая в окружающую среду энергия ракетных двигателей той своей частью, которая реализуется в виде проникающего акустического излучения, будет оказывать влияние на комплектующие и бортовые системы навигационных комплексов, ухудшая их паспортные характеристики, а равно и понижая тактико-технические характеристики летных изделий в целом. Причиной этих изменений является генерируемая в механических системах комплектующих или в чувствительных элементах систем коррекции автономных навигационных систем акустическая вибрация.

Как оказалось, многие перспективные технические решения в этом случае не только не выполняют своего предназначения, но и вредят. В частности, это в полной мере относится к многофазным системам с жидкокомпозитными элементами, которые служат прекрасным проводником звуковых волн. Причем опасность проникающего акустического поля обусловлена его пространственным характером, в отличие от кинематического или силового, проходящего внутрь фюзеляжа через опоры.

Наиболее опасными представляются условия, порождающие резонансную обстановку в механических системах [4]. К ним относятся волновое совпадение, низкочастотный резонанс, высокочастотный резонанс (выше граничной частоты) [5]. Представляет интерес тот факт, что при значительном волновом размере, намного большем единицы, аналитическая структура явлений для оболочечных фрагментов практически совпадает с математической моделью пластин [6].

Анализ литературных данных и постановка проблемы

Можно считать первыми исследованиями влияния звуковых волн на пластины принадлежащими by J. D. Rayleigh. Затем, взаимодействие звуковых волн с оболочками изучалось, например, в работе [7]. Динамика плоской панели в акустическом поле выхлопной струи рассмотрена в работе [8]. Выносливость авиационных конструкций при акустическом нагружении исследована в работе [9]. Акустические измерения систематизированы в работе [10]. Отражение звука тонкими пластинаами и оболочками в жидкости исследовано в работе [11].

Влияние ударной волны изучалось, например, в работе [12], особенности сверхзвукового полета ЛА анализировались в работе [13].

Проанализировано влияние гауссовой кривизны на упругую податливость конструкции в акустическом поле в работе [14]. Трансляция акустической вибрации на инерционные сенсоры ЛА изучалась в работе [15].

Таким образом, для дальнейшего изучения природы упругого взаимодействия пластинчатых элементов с акустическим излучением необходимо более конкретизировано проанализировать вынужденную вибрацию поверхности и характер ее развития в пространстве и во времени.

Объект, цель и задачи исследований

В качестве объекта исследований выбран процесс упругого взаимодействия звуковых волн с круглой пластиной в эксплуатационных условиях летных изделий.

Целью исследований служит выявление риска проявления особенностей резонансного типа.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- построить такую аналитическую модель явления, когда структура акустической вибрации пластины в достаточной мере отражалась бы приближенными решениями;

- установить границы возникновения особенностей возмущенного движения пластины.

Нестационарное взаимодействие звуковых волн с пластиной

Нестационарное взаимодействие с акустическим полем приведет к периодическому изменению фазы колебаний пластины и, следовательно, к изменению направления движения ее плоскости. Частота этого изменения определяется частотой ω падающей волны.

В случае нестационарного упругого взаимодействия, дифференциальные уравнения возмущенного движения пластины можно записать в форме Софи Жермен [16]

$$\Delta^2 W(x, y, t) + \frac{\rho h}{D} \ddot{W}(x, y, t) = \frac{1}{D} q(x, y, t), \quad (1)$$

где $\frac{\rho\pi}{D} = \text{const}$; t – время;

$$\Delta^2 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \stackrel{\text{def}}{=} A - \text{итерированный лапласиан};$$

$D = \frac{Eh}{12(1-\sigma)}$, ρ , h и σ – цилиндрическая жесткость, плотность материала пластины, толщина и коэффициент Пуассона, соответственно.

Зададим правую часть этого уравнения следующим образом –

$$\frac{1}{D} q(x, y, t) = f(x, y) \exp i\omega t, \quad (2)$$

где $\omega = \text{const}$, а ограничения на величину этого параметра уточним впоследствии.

Решение уравнения (1) ищем в виде [17]

$$W(x, y, t) = \rho(x, y) \exp i\omega t. \quad (3)$$

Множитель $\rho(x, y)$, который не зависит от времени t , назовем амплитудой изгибных колебаний [18].

Подставляя выражение (3) в исходное уравнение (1), получаем

$$\Delta^2 \rho(x, y) - \omega_{\Pi} \rho(x, y) = f(x, y), \quad (4)$$

где $\omega_{\Pi} = \frac{\rho \pi}{D} \omega^2 = \text{const}$

Найдем приближенные решения в форме [19]:

$$\rho(x, y) = c^i u_i(x, y), \quad i = \overline{1, N}. \quad (5)$$

Столбец

$$C = (c^1, \quad c^2 \quad \dots \quad c^N)^T \quad (6)$$

подлежит определению.

Подстановка соотношения (5) в уравнение (4) приводит к приближенному равенству

$$A c^i u_i(x, y) - \omega_{\Pi} c^i u_i(x, y) \approx f(x, y), \quad (7)$$

для которого столбец (6) считается наиболее подходящим в том смысле, чтобы проекции левой и правой частей выражения (7) на линейную оболочку V^N образов координатных функций были бы равны.

Умножив обе части равенства (7) на величину

$$v_j(x, y) = A u_j(x, y), \quad j = \overline{1, N},$$

получаем [20]:

$$[(v_i, v_j) - \omega_{\Pi} (u_i, u_j)] c^j = (f, v_j)^{\text{def}} = f_j, \quad i, j = \overline{1, N} \quad (8)$$

Матрица Грама образов координатных функций

$$G = (g_{ij}), \quad g_{ij} = (v_i, v_j)$$

найдена ранее и уже описана формулой [21].

Столбец $F = (f_1 \quad f_2 \quad \dots \quad f_N)^T$ также найден [20]. Таким образом, остается составить матрицу

$$B = (b_{ij}), \quad b_{ij} = (u_i, v_j), \quad i, j = \overline{1, N}, \quad (9)$$

которую назовем матрицей Грама координатных функций $u_i(x, y)$ по энергии оператора A . После вычислений, получаем —

$$B = (b_{ij}) = (u_i v_j) = \\ = \frac{8\pi}{15R^2} \begin{vmatrix} 40 & 0 & 0 & 5 & 5 & 0 \\ 0 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 15 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & 7 & 1 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & 1 & 7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Зная матрицу Грама образов координатных функций и матрицу Грама B координатных

функций по энергии оператора A (10), систему (8) можно представить иначе —

$$(G - \omega_{\Pi} B) C = F. \quad (11)$$

Если $\det(G - \omega_{\Pi} B) \neq 0$, то эта система однозначно разрешима, то есть

$$C = (G - \omega_{\Pi} B)^{-1} F, \quad (12)$$

и можно приступить к построению приближенного решения уравнения (4) в форме (5).

Так как матрица B неособенная (невырожденная), то

$$\det(G - \omega_{\Pi} B) = \det B (B^{-1} G - \omega_{\Pi} I),$$

где I — единичная матрица. Тогда

$$\det(G - \omega_{\Pi} B) = (\det B) \det(B^{-1} G - \omega_{\Pi} I);$$

$$\det(G - \omega_{\Pi} B) = 0 \iff \det(B^{-1} G - \omega_{\Pi} I) = 0.$$

Но $\det(B^{-1} G - \omega_{\Pi} I)$ есть многочлен степени

N относительно ω_{Π} . Если ω_0 является положительным корнем этого уравнения, тогда система (11) может оказаться неразрешимой.

Проанализируем этот факт подробнее. Считаем для простоты уравнение однородным —

$$\Delta^2 k^2 W + \ddot{W} = 0, \quad (13)$$

где $0 < k = \sqrt{\frac{D}{ph}} = \text{const}$, при однородных граничных условиях.

Ненулевые решения ищем в виде —

$$W = Z(x, y) T(t), \quad (14)$$

где множитель $Z(x, y)$ удовлетворяет граничным условиям.

Подставляя решение (14) в уравнение (13), получаем:

$$\frac{\Delta^2 Z}{Z} + \frac{\ddot{T}}{k^2 T} = 0 \Rightarrow \frac{\Delta^2 Z}{Z} = \lambda = \text{const} \Rightarrow AZ = \lambda Z, \quad (15)$$

где $A = \Delta^2$. Тогда, получаем —

$$\ddot{T} + \lambda k^2 T = 0. \quad (16)$$

Приближенное решение задачи (15) будем отыскивать в виде —

$$Z(x, y) = c^i u_i(x, y), \quad i = \overline{1, 6}, \quad (17)$$

где $u_i(x, y)$ — координатные функции.

После подстановки выражения (17) в соотношение (15), получаем приближенное равенство [22, 23]

$$Ac^i u_i(x, y) \approx \lambda c^i u_i(x, y) \quad (18)$$

с неизвестным столбцом $C = (c^1, c^2 \dots c^6)^T$.

Как и ранее, наилучшим считаем столбец, при котором проекции левой и правой частей выражения (18) на линейную оболочку V^N образов координатных функций будут равны друг другу, то есть

$$GC = \lambda BC \Rightarrow (G - \lambda B)C = 0.$$

Столбец C не должен быть нулевым, поэтому

$$\det(G - \lambda B) = 0$$

Из положительной определенности оператора A вытекает, что $0 < \lambda$, а, значит, $\lambda = \omega_{\Pi}$ есть положительные корни многочлена $\det(B^{-1}G - \omega_{\Pi}I)$. В нашей задаче они представляются приближенными собственными числами оператора $A = \Delta^2$.

Принимая во внимание, что $\lambda = \omega_{\Pi} > 0$, из выражения (16) находим:

$$T = a \cos(k\sqrt{\omega_{\Pi}}t) + b \sin(k\sqrt{\omega_{\Pi}}t).$$

Это значит, что в принятом приближении собственные частоты подчиняются соотношениям –

$$k\sqrt{\omega_{\Pi}} = \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{\rho h}{D}} = \omega.$$

Следовательно, чтобы задача (4), т.е. задача нахождения вынужденных колебаний пластины, была разрешимой, необходимо исключить возможность совпадения частот плотности возмущающего акустического воздействия и собственной частоты. Другими словами, следует избежать частотного резонанса.

Если ограничиться рассмотрением только первых трех координатных функций

$$u_1 = \left(1 - \frac{x^2 + y^2}{R^2}\right)^2; \quad u_2 = \frac{x}{R} u_1; \quad u_3 = \frac{y}{R} u_1$$

и их образов

$$V_1 = \frac{64}{R^4} = \text{const}; \quad V_2 = \frac{192}{R^5}x; \quad V_3 = \frac{192}{R^5}y,$$

тогда матрица $G - \omega_{\Pi}B$ окажется диагональной –

$$G - \omega_{\Pi}B = \begin{vmatrix} \frac{4^6 \pi}{R^6} \frac{320 \pi}{15 R^2} \omega & & \\ & \frac{4^5 9 \pi}{R^6} \frac{8 \pi}{R^2} \omega & \\ & & \frac{4^5 9 \pi}{R^6} \frac{8 \pi}{R^2} \omega \end{vmatrix}. \quad (19)$$

Нули ее определителя будут проявляться только при условии, когда

$$\omega_{\Pi 1} = \frac{3 \cdot 2^6}{R^4}; \quad \omega_{\Pi 2} = \omega_{\Pi 3} = \frac{9 \cdot 2^7}{R^4}.$$

И, при этом, обязательно с одновременным

$$\text{выполнением соотношения } \frac{\omega_{\Pi 2}}{\omega_{\Pi 1}} = 6.$$

Обсуждение результатов исследований

Анализ показывает, что для разрешения задачи нахождения вынужденных колебаний пластины, необходимо исключить саму возможность совпадения плотности акустического воздействия и плотности собственных колебаний пластины.

Наилучшим считается столбец матрицы, когда она является невырожденной. Если ограничиться рассмотрением только первых трех координатных функций и их образов, тогда матрица превращается в диагональную и легко определяются нули ее определителя.

Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

Нестационарное взаимодействие круглой пластины с акустическим полем приводит к изменению направления и фазы вынужденных колебаний пластины. Аналитическое представление этого явления достаточно полно отражается дифференциальными уравнениями в форме Софи Жермен.

Приближенные решения в матричной форме определяются матрицей Грама координатных функций по энергии итерированного лапласиана. Эти решения позволяют для ненулевых корней при удовлетворении граничных условий, установить собственные числа итерированного лапласиана. Это создает возможность для очертания риска проявления частотного резонанса по нулям определителя диагональной матрицы для трех координатных функций.

Установлены два значения резонансных частот, но с одновременным выполнением также их взаимной численной связи. Таким образом, очерчены границы проявления особенностей вынужденного движения пластины в звуковом поле.

Аналитическая модель допускает искать как приближенные решения, так и точные решения дифференциальных уравнений пластин, что позволяет установить правомерность предположения приближенному решению.

Литература

1. Зарембо Л. К. Введение в нелинейную акустику [Текст] / Л. К. Зарембо, В. А. Красильников. – М. : Наука, 1966. – 520 с.
2. Губкин К. Е. Распространения взрывных волн [Текст] / К. Е. Губкин // Механика в ССР за 50 лет. Т.2 : Механика жидкости и газа. – М. : Наука, 1970. – С. 269-311.
3. Пономарев Е. А. Инфразвуковые волны в атмосфере Земли (обзор) [Текст] / Е. А. Пономарев, А. И. Ерущенков // Изв. вузов. Радиофизика. – 1977. – Т.20, № 12. – С. 1773-1789.
4. Бойко Г. В. Можливість утворення звуковою хвилею низькочастотного резонансу в поплавковому гіроскопі [Текст] / Г. В. Бойко // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – № 6/4 (2). – С. 10-12.
5. Бойко Г. В. Резонанс совпадения в условиях гиперзвукового полета [Текст] / Г. В. Бойко // Космічна наука і технологія. – 2014. – Т. 20, №3. – С. 28-33.
6. Шибецкий В. Ю. Нелінійні коливання поплавкового підвісу під дією N-хвилі. Циклічне навантаження [Текст] / В. Ю. Шибецкий // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №6/9 (66). – С. 22-25.
7. Reissner E. On some aspects of the theory of thin elastic shells [Text] / E. Reissner // J. Boston Soc. Civ. Engrs., 1955. – №42. – P. 39-48.
8. Валеев К. Г. Определение напряженного состояния плоской панели в акустическом поле выхлопной струи [Текст] / К. Г. Валеев, В. Е. Квитка // Прикладная механика. – 1970. – № 4. – С. 39-43.
9. Выносливость авиационных конструкций при акустических нагрузках [Текст] ; под ред. Л. П. Лепоринской. – М. : Изд-во ЦАГИ, 1967. – 149 с.
10. Блинова Л. П. Акустические измерения [Текст] / Л. П. Блинова, А. Е. Колесников, Л. Б. Ланганс. – М. : Наука, 1971. – 189 с.
11. Лямшев Л. М. Отражение звука тонкими пластинами и оболочками в жидкости [Текст] / Л. М. Лямшев. – М. : Изд-во АН ССР, 1955. – 73 с.
12. Косова В. П. Вплив ударної хвилі на газові бульбашки сенсора [Текст] / В. П. Косова // Materiały VIII Miedzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «WYKSZTALCENIE I NAUKA BEZ GRANIC-2012», 07–15 grudnia 2012 roku. – Przemyl : Nauka i studia, 2012. – Vol. 35. – С. 79–81.
13. Косова В.П. Надзвуковий політ і похибки поплавкового гіроскопа [Текст] / В.П. Косова // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Achievement of high school-2012», 17-25 November, 2012. – Т. 26. – Софія, «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2012. – С. 30-32.
14. Шибецкий В. Ю. Влияние гауссовой кривизны подвеса поплавкового гироскопа на упругую податливость в акустическом поле [Текст] / В. Ю. Шибецкий // Молодой ученый. – 2012. – №12. – С. 116-120.
15. Shybetskiy V. Errors of threeorthogonal coordinate systems construction on aircraft [Text] / V. Shybetskiy // Young Scientist USA. Applied science. – 2014. – V. 5. – P. 95-99.
16. Karachun V. V. Vibration of a plate under an acoustic load [Text] / V. V. Karachun // Soviet Applied Mechanics; Year: 1988-11-01; Vol. 24; Issue 11. – P. 1110-1115; EID: 2-s2.0-0024667525; Scopus ID: 0024667525; DOI: 10.1007/BF00889149.
17. Karachun V. V. Special features of the state of stress and strain of plates with finite dimensions under acoustic load [Text] / V. V. Karachun // Strength of Materials; Year: 1990-10-01; Vol. 22; Issue 10. – P. 1512-1516; EID: 2-s2.0-0026170749; Scopus ID: 0026170749; DOI: 10.1007/BF00767241.
18. Mel'nik V. N. Some aspects of the gyroscopic stabilization in acoustic fields [Text] / V. N. Mel'nik, V. V. Karachun // Prikladnaya Mekhanika; Year: 2002-01-01; Vol. 38; Issue 1. – P. 95-101; EID: 2-s2.0-0036409560; Scopus ID: 0036409560.
19. Mel'nik V. N. Influence of acoustic radiation on the sensors of a gyrostabilized platform [Text] / V. N. Mel'nik, V. V. Karachun // International Applied Mechanics; Year: 2004-10-01; Vol. 40; Issue 10. – P. 1164-1170; EID: 2-s2.0-14744289091; Scopus ID: 14744289091; DOI: 10.1007/s10778-004-0008-x.
20. Mel'nik V. N. Determining gyroscopic integrator errors due to diffraction of sound waves platform [Text] / V. N. Mel'nik, V. V. Karachun // Prikladnaya Mekhanika; Year: 2004-11-25; Vol. 40; Issue 3. – P. 109-120; EID: 2-s2.0-8644291743; Scopus ID: 8644291743.
21. Mel'nik V. N. Stress-strain state of a gyroscope suspension under acoustic loading platform [Text] / V. N. Mel'nik, V.V. Karachun // Strength of Materials; Year: 2007-01-01; Vol. 39; Issue 1. – P. 24-36; EID: 2-s2.0-34147198666; Scopus ID: 34147198666; DOI: 10.1007/s11223-007-0004-6.
22. Mel'nich V., The emergence of resonance within acoustic fields of the float gyroscope suspension [Text] / V. M. Mel'nich, V. V. Karachun // EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies; Year: 2016-01-01; Vol. 1; Issue 7. – P. 39-44; EID: 2-s2.0-84960858488; Scopus ID: 84960858488; DOI: 10.15587/1729-4061.2016.59892.

23. Karachun V. V. A three-dimensional problem on the dynamics of a suspension of afloated gyroscope [Text] / V.V.Karachun, Ya.F.Kayuk, V.N.Mel'nik // Strength of Materials; Year: 2008-07-24; Vol.40;

Issue 3. — P. 321-333; EID: 2-s2.0-49249122680; Scopus ID: 49249122680; DOI: 10.1007/s11223-008-9013-3.

Поступила в редакцию 17.05.2016

**В.М. Мельник, Г.В. Бойко. Виникнення акустичної вібрації в коловій пластині.
Нестаціонарна задача**

В роботі будується аналітична модель пружної взаємодії звукової хвилі експлуатаційного використання льотного виробу з коловою пластиною. Наведена можливість отримання наближеного рішення і визначення по його структурі характера згинного руху колової пластини для експлуатаційних умов літальних виробів. Розкривається можливість прояву резонансних особливостей пластини в звуковому полі. Створені умови для аналізу динаміки пластини в широкому діапазоні натурних умов функціонування у складі високошвидкісних та маневрених об'єктів, в тому числі, крилатих ракет.

Ключові слова: матриця координатних функцій, кругла пластина, частотний резонанс.

V.M. Mel'nick, G.V. Boiko. Ariseacoustic vibration in a circular plate. The unsteady problem

In work, we construct an analytical model of elastic interaction of the sound wave operational use of flight products with a round plate. The possibility of obtaining an approximate solution and determination in his character structure of the bending of a circular plate motion for the operating conditions of flight products. Reveals the possibility of existence of resonance characteristics of the plate in the sound field. The prerequisites for the analysis of dynamics of plates in a wide range of field conditions of functioning in the part of highly maneuverable and high-speed objects, including cruise missiles.

Key words: the matrix of coordinate functions, circular plate, resonance frequency.

B.B. КАРАЧУН

Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев

РАЗВИТИЕ РЕЗОНАНСА СОВПАДЕНИЯ В ОБОЛОЧКЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗВУКОВОЙ ВОЛНЫ

Строится расчетная модель упругого взаимодействия звуковой волны с круговой оболочкой. Проводится анализ динамики оболочки с позиций ее звукопроницаемости. Доказано, что на частотах ниже граничной в оболочке возможно возникновение резонанса окружной волны в виде волнового совпадения следа окружности штангоута и следа длины продольной волны на плоскость, параллельную фронту плоской волны. Проведен сравнительный анализ результатов с приближенной расчетной моделью в виде плоского элемента поверхности. Отмечена невозможность резонанса изгибной волны на частотах ниже граничной.

Ключевые слова: оболочка, резонанс совпадения, волновой размер, звуковая волна, граничная частота.

Введение

Исследования относятся к области прикладной механики и посвящены анализу динамики круговой оболочки в реверберационном пространстве звуковых волн. Изучается математическая модель оболочки в виде системы с распределенными параметрами. Проводится сравнительный анализ с расчетной моделью в виде пластинчастого элемента поверхности оболочки. Раскрывается природа возникновения особенностей резонансного типа в эксплуатационных условиях летного изделия.

Анализ литературных данных и постановка проблемы

С увеличением мощности двигателей летательных аппаратов увеличивается и уровень производимого ими шума. Звуковое давление вблизи, например, реактивной струи может достигать 180 дБ на открытых стартовых позициях [1].

Естественно, что звуковое давление такой интенсивности оказывает значительное силовое влияние на элементы конструкции летательного аппарата и комплектующие узлы и механизмы. В представленной работе исследуется упругое взаимодействие звуковых волн с механическими системами и анализируются особенности динамики оболочек. В стороне остаются вопросы усталостного разрушения материала при циклическом нагружении и оценка долговечности.

Основными источниками акустических нагрузок являются реактивные струи, воздушные винты, пульсации давления в пограничном слое, флуктуации давления от срыва потока, ударные волны и некоторые другие. В самолетах с турбовинтовыми двигателями создаются

переменные давления, главным образом, в зоне вращения [1]. В точках конструкции ЛА, наиболее близких к лопастям винта возникают максимальные давления [2]. Наиболее типичный шум турбореактивного двигателя приведен в работе [3]. Уровни шума пограничного слоя могут достигать 160 дБ, как показано в работе [4]. Турбулентный поток также может быть интенсивным источником шума [5].

Как правило, развитие усталостных трещин начинается от мест концентрации напряжений [6].

Распределение вероятностей амплитуд элементарных гармонических колебаний, из которых состоит процесс акустической вибрации, описывается распределением Rayleigh [7]. Это подтверждается и стендовыми испытаниями [8].

Таким образом, для дальнейшего выбора эффективных методов и средств борьбы с акустической вибрацией поверхности оболочных фрагментов необходимо построить уточненную математическую модель изучаемого явления и установить условия возникновения резонансных проявлений в конструкции при воздействии акустического излучения.

Объект, цель и задачи исследований

В качестве объекта исследований выбран процесс упругого взаимодействия звуковых волн рабочего режима летного изделия с оболочечными фрагментами.

Целью исследований служит выявление причин формирования резонансной обстановки и особенностей ее проявления.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- построить уточненную расчетную модель упругого взаимодействия звуковых волн с круговой оболочкой;

— выбрать в качестве характерного показателя явления звукопроницаемость поверхности как функцию физико-механических свойств материала и параметров распространения плоской звуковой волны в пространстве;

— оценить условия проявления «акустической прозрачности».

Особенности проявления резонанса совпадения

Пусть на круговую оболочку падает плоская звуковая волна, направление распространения которой составляет с выбранным радиальным направлением угол θ , а ось луча и плоскость шпангоута оболочки образуют угол ψ . Тогда звуковое давление в падающей волне на внешней поверхности оболочки можно представить в виде [9]:

$$P = P_0 \exp i[\omega t - k_0 2\delta(z \sin \theta \sin \psi - \varphi \sin \theta \cos \psi)]. \quad (1)$$

Колебательное движение $W(t)$ поверхности оболочки будет описываться уравнением —

$$D\nabla^8\Phi + R^2 2\delta E \frac{\partial^4 \Phi}{\partial z^4} + R^4 m_\Pi \nabla^4 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = R^4 q_\Pi. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) ищем в виде [10]:

$$\Phi = \Phi_0 \exp i[\omega t - k_0 2\delta(z \sin \theta \sin \psi - \varphi \sin \theta \cos \psi)].$$

Если пренебречь рассеянием звука на поверхности оболочки, тогда упругие перемещения $W(t)$ поверхности в плоскости шпангоута можно записать в виде [11]:

$$W(t) = (P'_1 - P'_2) m_\Pi^{-1} \omega^{-2} \times \left[\frac{D\omega^2}{m_\Pi c_0^4} \sin^4 \theta + \frac{E 2\delta}{m_\Pi \omega^2 (2\delta)^2} \sin^4 \psi - 1 \right]^{-1}. \quad (3)$$

Предположим, что сопротивление корпуса симметричным колебаниям значительно больше сопротивлению антисимметричным колебаниям, т.е.

$$|Z_a| \ll |Z_c|.$$

Выражение для звукопроницаемости, в этом случае, преобразуем к виду [10]:

$$\tau_0 = \frac{1}{\left| 1 + Z \frac{\cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right|^2}, \quad (4)$$

где $Z = \frac{P'_1 - P'_2}{i\omega W(t)}$ — есть механический импеданс.

Соотношение (4) для пластины может быть приближенно использовано и для оболочки [12]. Как видно из выражения (3):

$$Z = i m_\Pi \omega \left(1 - \frac{D\omega^2}{m_\Pi c_0^4} \sin^4 \theta - \frac{E \cdot 2\delta}{m_\Pi \omega^2 R^2} \sin^4 \psi \right) = \\ = i m_\Pi \omega \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{rp}} \right)^2 \sin^4 \theta - \left(\frac{\omega_{pp}}{\omega} \right)^2 \sin^4 \psi \right), \quad (5)$$

где $\omega_{rp} = 2\pi f_{rp}$; $\omega_{pp} = \frac{c_1}{R}$ — круговая частота собственных, чисто радиальных, колебаний кольца, возникающих при сжатии-растяжении. При этом, длина продольной (окружной) вол-

ны λ_p становится равной длине окружности кольца ($c_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ — скорость продольной волны) если угол $\psi = \frac{\pi}{2}$ рад.

Величина звукопроницаемости цилиндрической оболочки будет равна:

$$\tau = \frac{1}{\left| 1 + \frac{i}{\Delta_\Pi} \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{rp}} \right)^2 \sin^4 \theta - \left(\frac{\omega_{pp}}{\omega} \right)^2 \sin^4 \psi \right] \right|^2}, \quad (6)$$

$$\text{где } \Delta_\Pi = \frac{2\rho_0 c_0}{m_\Pi \omega \cos \theta}.$$

При бесконечно большом радиусе кривизны оболочки, т.е. при волновом размере намного большем единицы, выражение (6) переходит в формулу для пластины.

Из формулы (6) следует также, что звукопроницаемость корпуса может резко снижаться и при частотах ниже граничной f_{rp} , в отличие от приближенной расчетной модели в виде пластины.

Так, если $\omega \ll \omega_{rp}$, то второе слагаемое в формуле (6) становится пренебрежительно малым по сравнению с единицей. Тогда, при выполнении условия:

$$\omega = \omega_{pp} \sin^2 \psi, \quad (7)$$

оболочечная часть корпуса станет «акустически прозрачной» (конечно, при отсутствии потерь).

Это условие можно рассматривать также как равенство следа длины окружности шпангоута и следа длины продольной волны на плоскость, параллельную к фронту падающей волны, т.е.:

$$\frac{2\pi R}{\sin \psi} = \lambda_{\Pi} \sin \psi. \quad (8)$$

Таким образом, в цилиндрической оболочке возникает для *продольных волн* на низких частотах еще одно (по сравнению с пластиной) волновое совпадение.

Причем, если для изгибных волн волновое совпадение может наблюдаться только на частотах выше f_{rp} , то для *продольных волн*, напротив, может иметь место только при частотах не выше ω_{pp} .

Строго говоря, в оболочке может иметь место еще одно, *комбинированное*, совпадение. Это следует из формулы (6):

$$\left(\frac{\omega}{\omega_{rp}}\right)^2 \sin^4 \theta + \left(\frac{\omega_{pp}}{\omega}\right)^2 \sin^4 \psi = 1. \quad (9)$$

В случае диффузного облучения, коэффициент звукопроницаемости оболочки определяется операцией осреднения по Пэррису, т.е.:

$$\tau_{\theta\psi} = \int_0^{\pi} \int_0^{\pi} \tau \sin 2\theta \partial\theta \partial\psi, \quad (10)$$

где величина τ определяется формулой (6). Интегрируя это выражение, целесообразно рассматривать отдельно диапазоны частот. Например, так:

- 1) $\omega < \omega_{pp}$; $\omega < \omega_{rp}$;
- 2) $\omega_{pp} < \omega < \omega_{rp}$;
- 3) $\omega_{pp} < \omega$; $\omega_{rp} < \omega$.

Таким образом, удается установить, что изгибные колебания оболочки ($Z_a \ll Z_c$) способны порождать волновое совпадение только на частотах ω , **превышающих граничную частоту** ω_{rp} , т.е. когда $\omega_{rp} < \omega$. Причем, каждой частоте ω соответствует свой угол совпадения θ_c .

С другой стороны, продольные колебания корпуса ($Z_c \ll Z_a$), могут кроме уже выявленного резонанса совпадения для плоской модели, установить на расчетной модели оболочки условия возникновения еще одного резонанса — равенства следа окружности шпангоута и продольной волны. Причем, оба эти резонансы могут возникать только на частотах, **ниже граничной**, т.е. при

$$\begin{aligned} \omega &< \omega_{rp} = 23757 \text{ рад с}^{-1} \quad (f_{rp} = 3783 \text{ Гц}); \\ \omega &< \omega_{pp} = 255998 \text{ рад с}^{-1} \quad (f_{pp} = 40764 \text{ Гц}). \end{aligned} \quad (11)$$

где $\omega_{rp} = 2\pi f_{rp}$; $\omega_{pp} = \frac{c_1}{R} = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$; c_1 — скорость продольных волн; ω_{pp} — радиальные собственные колебания кольца шпангоута ($Z_c \ll Z_a$).

Принимая радиус R оболочки равным, например, 0,025 м, а скорость окружной (продольной) волны в алюминии равной $c_1 = 6400 - 5200 \text{ м с}^{-1}$, можем установить условия низкочастотного резонанса продольной волны в оболочке.

Прежде всего определим граничную частоту:

$$\begin{aligned} f_{rp} &= \frac{c_1}{2\pi R} = \frac{6400}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,025} = \\ &= 40764,93 \text{ Гц} = 40,764 \text{ кГц}. \end{aligned}$$

Значения угла ψ , при которых наступает явление волнового совпадения на низких частотах, определим из формулы (8), табл. 1.

Таблица 1
Резонансные значения угла ψ для продольной (окружной) волны

алюминий ($c_1 = 6400 \text{ м с}^{-1}$)			
f , Гц	ψ , град	f , Гц	ψ , град
100	2°50'	2000	12°25'
200	4°00'	3000	15°45'
300	4°55'	6000	22°35'
400	5°45'	7000	24°30'
500	6°20'	8000	26°20'
600	7°00'	10000	29°40'
700	7°30'	20000	44°30'
800	8°05'	30000	59°10'
900	8°35'	40000	82°10'
1000	9°00'		

Таким образом, с уменьшением угла ψ падения волны снижается и частота совпадения f , т.е.

$$2\pi R \frac{f}{c_1} = \sin^2 \psi.$$

Обсуждение результатов исследований

Анализ показывает, что на частотах ниже граничной, в оболочке может наступить волновое совпадение, когда след окружности шпангоута и след длины продольной волны на плоскость, параллельную фронту плоской

волны, совпадают. Такое состояние может иметь место в том случае, когда механический импеданс симметричным нагрузкам намного меньше антисимметричного импеданса.

Изгибные колебания поверхности оболочки на частотах ниже граничной не могут служить причиной резонанса в виде волнового совпадения.

Выводы

Проведенные исследования динамики круговой цилиндрической оболочки позволяют сделать следующие выводы.

Построенная уточненная расчетная модель оболочки, подверженной действию плоской звуковой волны, позволяет изучать динамику поверхности в наиболее обобщенном случае распространения волн.

Звукопроницаемость поверхности наглядно характеризует структуру и ограничения проявления волнового совпадения для продольной (окружной) волны.

Доказана невозможность резонанса изгибных волн на частотах ниже граничной.

Установлен частотный диапазон проявления низкочастотного резонанса в виде волнового совпадения.

Проведен сопоставительный анализ результатов с приближенной расчетной моделью в виде плоского элемента поверхности оболочки. Обоснованы совпадения результатов для большого волнового размера оболочки.

Построенная аналитическая структура упругого взаимодействия плоской звуковой волны с круговой оболочкой подтвердила полученные в приближенной расчетной модели в виде пластинки условия проявления резонанса изгибной волной на частотах выше граничной и на низких частотах окружной волной, когда след генерируемой волны и падающей волны совпадают.

Вместе с тем, уточненная расчетная модель дает возможность установить условия проявления на низких частотах еще одного резонанса.

Достиоинства уточненной модели этим не ограничиваются. Установлены границы частотного диапазона всех резонансных проявлений и, кроме этого, указано на еще один резонанс – комбинированный.

Оболочечная расчетная модель позволяет также качественно и количественно оценить условия возникновения «zone kaustikos» в жидкостатической части внутри оболочки. Это зоны повышенной энергетики, которые не только турбулизируют жидкость, но и формируют свою поверхность конфокальной внутренней поверхности оболочки.

Полученные результаты позволяют обобщить явление на случай диффузной структуры звукового поля, в том числе, при его стохастическом проявлении.

Создана научная основа для практической оценки влияния симметричного и антисимметричного импедансов на динамику оболочки.

Литература

1. Белый Н. Г. Об акустическом нагружении фюзеляжа самолета ИЛ-18 и выносливости элементов его обшивки [Текст] / Н. Г. Белый, А. А. Пачандо // Прочность и долговечность авиационных конструкций : сб. науч. тр. КИИГА. – Вып 11. – К., 1965. – С. 4-57.
2. Гудков А. И. Внешние нагрузки и прочность летательных аппаратов [Текст] / А. И. Гудков, П. С. Лешаков. – М. : Машиностроение, 1968. – 234 с.
3. Квитка В. Е. Особенности нагружения звуковым давлением обшивки фюзеляжа самолета ТУ-104 [Текст] / В. Е. Квитка // ГОСНИИ ГВФ : сб. науч. тр. – Вып. 30. – М., 1962. – С. 132-139.
4. Выносливость авиационных конструкций при акустических нагрузках (обзор) [Текст] / под ред. Л. П. Лепоринской. – М.: ЦАГИ, 1967. – 146 с.
5. Richards E. J. Turbulent Boundary Layer Pressure Fluctuations over Two-Dimensional Surface and Narrow Delta Wings [Text] / E. J. Richards // In : Acoustical Fatigue in Aerospace Structures. Proceedingh of the Second International Conference, Dayton, Ohio, April 29 – May 1, 1964, Syracuse, 1965. – Р. 194-199.
6. Thrall E. W. Acoustically Induced Fatigue Gause, Solution and Desigh Analysis [Text] / E. W. Thrall // SAE Preprint, 1960. – № 164 A.
7. Крамер Г. Стационарные случайные процессы [Текст] / Г. Крамер, М. Лидбеттер. – М.: Изд-во Мир, 1969. – 297 с.
8. Smith S. N. Fatigue Crack Grows under Axial Narrow and Broad Band Random Loating [Text] / S. N. Smith // In: Acoustical Fattigue in Aerospace Structures. Proceedings of the Second International Conference, Dayton, Ohio, April 29-May 1, 1964, Syracuse, 1965. – Р. 451-454.
9. Karachun V. V. A three-dimensional problem on the dynamics of a suspension of a floated gyroscope [Text] / V. V. Karachun, Ya. F. Kayuk, V. N. Mel'nik // Strength of Materials; Year: 2008-07-24; Vol. 40; Issue: 3; P. 321-333; EID: 2-s2.0-49249122680; Scopus ID: 49249122680; DOI: 10.1007/s11223-008-9013-3.
10. Mel'nick V., The emergence of resonance within acoustic fields of the float gyroscope suspension [Text] / V. M. Mel'nick, V. V. Karachun // EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies;

Year: 2016-01-01; Vol.1; Issue: 7; P. 39-44; EID: 2-s2.0-84960858488; Scopus ID: 84960858488; DOI: 10.15587/1729-4061.2016.59892.

11. The additional error of inertial sensors induced by hypersonic flight conditions [Text] / V. Karachun, V. Mel'nick, I. Korobiichuk [at all] // 2016; Sensors

(Switzerland). Year: 2016-02-26. Vol.: 16. Issue: 3. EID: 2-s2.0-84959187681. Scopus ID: 84959187681. DOI: 10.3390/s16030299.

12. Junger M. C. Letter to the editor [Text] / M. C. Junger, P. W. Smith // Acustica. – 1955. – Vol. 5, №1. – Р. 73-77.

Поступила в редакцию 17.05.2016

В.В. Каракун. Розвиток резонансу співпадання в оболонці під дією звукової хвилі

Будується розрахункова модель пружної взаємодії звукової хвилі з коловою оболонкою. Здійснено аналіз динаміки оболонки з позиції її звукопроникності. Доведено, що на частотах нижчих за граничну, в оболонці можливе виникнення резонансу колової хвилі у вигляді хвильового співпадання сліду кола шпангоута і сліду довжини поздовжньої хвилі на площину, яка паралельна площині фронту плоскої хвилі. Виконаний порівняльний аналіз результатів з наближеною розрахунковою моделлю у вигляді плоского елемента поверхні. Відзначена неможливість резонансу згинної хвилі на частотах, нижчих за граничну.

Ключові слова: оболонка, резонанс співпадання, хвильовий розмір, звукова хвilia, гранична частота.

V.V. Karachun. Development of resonance coincidence in the shell under the action of sound waves

We construct a calculation model of elastic interaction of sound waves with a circular shell. The analysis of shell from the position of its sound transmission. It is proved that at frequencies below the boundary in the shell may cause resonance of the circumferential wave in the form of the wave coincidence trace the circumference of the mounting ring and trace of a longitudinal wave on a plane parallel to the front plane waves. A comparative analysis of the results to the approximation of the calculation model in the form of a flat element surface. Noted the impossibility of resonance bending waves at frequencies below the boundary.

Key words: shell, resonance overlap, the size of the wave, sound wave, cutoff frequency.

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Приведены математические зависимости для определения несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа. Выполнено обобщение математической модели на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Получена замкнутая система уравнений, доведенная до вида приспособленного для численной реализации. Применены наиболее распространенные и рациональные численные методы. Разработан алгоритм определения статических характеристик гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа и приведены результаты расчета по этому алгоритму. Выполнен анализ полученных результатов и приведены выводы по проведенному теоретическому исследованию.

Ключевые слова: математические зависимости, гидростатодинамический подшипник, несущая способность, турбулентное течение, численные методы, статические характеристики, анализ результатов.

Введение

Ресурс работы машин зависит от многих факторов, одним из которых является надежная работа опор их роторов. В качестве опор роторов широко применяются подшипники жидкостного трения. Разновидностью этих подшипников являются гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа.

Опоры роторов мощных турбогенераторов атомных станций работают с большим тепловыделением, так как потери мощности на трение в них составляют десятки киловатт. Большое тепловыделение в опорах роторов приводит к увеличению температуры рабочей жидкости и существенно изменяет характеристики подшипника.

Отсутствие информации по влиянию тепловыделения на работоспособность гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа делает эти исследования актуальными.

Целью данной работы является оценка влияния температуры рабочей жидкости на статические характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа и выполнение анализа полученных результатов расчета.

Конструктивная схема рассматриваемого радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена в работе [1]. В сдвоенном подшипнике несущая способность создается его внешней и двумя внутренними частями. При работе подшипника имеют место как гидростатические, так и гидродинамические эффекты. Основными статическими ха-

рактеристиками таких подшипников являются несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку.

Теоретические зависимости

В основе определения статических характеристик радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости. Уравнения баланса расходов запишем из условия равенства расходов по контуру i-й камеры и расхода через входные компенсирующие устройства для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника:

$$Q_{bx1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4; \quad (1)$$
$$Q_{bx2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14},$$

где Q_{bx1} и Q_{bx2} – расходы через входные компенсирующие устройства для камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника.

При записи выражений для расходов Q_{bx1} и Q_{bx2} воспользуемся известной формулой гидравлики [2]. Для жиклеров расходы Q_{bx1} и Q_{bx2} запишем в следующем виде:

$$Q_{bx1} = \Psi_{bx} \cdot \pi \cdot r_{k1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{bx} - P_{k1,i})}; \quad (2)$$
$$Q_{bx2} = \Psi_{bx} \cdot \pi \cdot r_{k2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{bx} - P_{k2,i})},$$

где $\psi_{\text{вх}}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82 [3];

r_{k1} и r_{k2} – радиусы жиклеров, установленных на входе в камеры;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{\text{вх}}$ – давление питания от насоса на входе в камеры перед жиклерами;

$P_{k1,i}$ и $P_{k2,i}$ – давления в i -х камерах, расположенных на наружной и внутренней поверхностях подшипника.

$$Q_1 = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mk1} \cdot k_{x1,i}};$$

$$Q_2 = \frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i+2} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i+1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mk1} \cdot k_{x1,i}};$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{k1}}{12\mu \cdot l_{mk1} \cdot k_{z1,i}};$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i-1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mk2} \cdot k_{x2,i}};$$

$$Q_{12} = \frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i+2} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i+1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mk2} \cdot k_{x2,i}};$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k2,i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{k2}}{12\mu \cdot l_{mk2} \cdot k_{z2,i}},$$

где $h_{1,i}$ и $h_{2,i}$ – зазоры в подшипнике соответственно на наружной и внутренней поверхностях;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения диска с валом;

R_1 и R_2 – радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;

l_{k1} и l_{k2} – длина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

l_{mk1} и l_{mk2} – длина межкамерных перемычек подшипника;

b_{k1} и b_{k2} – ширина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{\text{сл}}$ – перепад давления на сливе подшипника;

$k_{x1,i}$, $k_{x2,i}$, $k_{z1,i}$, $k_{z2,i}$ – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н.Константинеску [4].

Записанные выражения для расходов рабочей жидкости подставляем в исходные выражения (1) и получаем уравнения для определения давлений в камерах, которые представим в виде, приспособленном для численной реализации:

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k1,i})_n} + \\ + a_{11,i} (P_{k1,i-1})_n + a_{12,i} (P_{k1,i+1})_n + a_{10,i}; \quad (3)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k2,i})_n} + \\ + b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n + b_{12,i} (P_{k2,i+1})_n + b_{10,i}. \quad (3)$$

Коэффициенты $a_{9,i}$, $a_{11,i}$, $a_{12,i}$, $a_{10,i}$, $b_{9,i}$, $b_{11,i}$, $b_{12,i}$, $b_{10,i}$ в процессе итерации остаются постоянными.

Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности.

Для определения давлений на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника, обобщенные на случай турбулентного течения рабочей жидкости.:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial (U_1 h_1)}{\partial x_1}; \\ \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial (U_2 h_2)}{\partial x_2}, \quad (4)$$

где x_1 , z_1 и x_2 , z_2 – окружные и осевые координаты в подшипнике;

P_1 , P_2 – текущие значения давлений на межкамерных перемычках наружной и внутренней частей подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

k_{x1} , k_{z1} , k_{x2} , k_{z2} – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н.Константинеску;

U_1 , U_2 – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска.

Для решения уравнения Рейнольдса (4) применяем приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки [5, 6].

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно определить грузоподъемность подшипника (рис. 1).

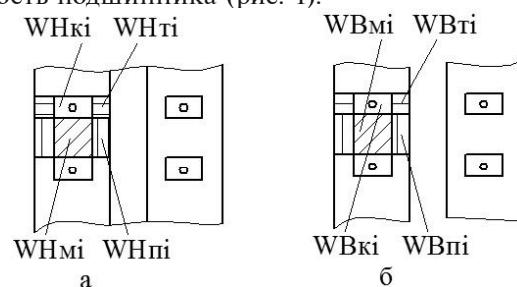


Рис. 1. К определению грузоподъемности наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

Несущую способность подшипника определяем как сумму несущих способностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей.

Суммарную грузоподъемность обеих частей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_{Σ} и направление j_{Σ} , ей перпендикулярное запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} i_{\Sigma} &= i_h + i_b; \\ j_{\Sigma} &= j_h + j_b. \end{aligned} \quad (5)$$

Запишем грузоподъемность наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_h и на направление j_h , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_h &= (WH_{y\text{кам}} + WH_{y\text{м}} + WH_{t,y} + WH_{n,y}) 2; \\ j_h &= (WH_{x\text{кам}} + WH_{x\text{м}} + WH_{t,x} + WH_{n,x}) 2, \end{aligned} \quad (6)$$

где $WH_{y\text{кам}}$, $WH_{x\text{кам}}$ — грузоподъемности камер (рис.1, а);

$WH_{y\text{м}}$, $WH_{x\text{м}}$ — грузоподъемности межкамерных перемычек;

$WH_{t,y}$, $WH_{t,x}$ — грузоподъемности торцевых перемычек камер;

$WH_{n,y}$, $WH_{n,x}$ — грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

Запишем грузоподъемность внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_b и направление j_b , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_b &= -(WB_{y\text{кам}} + WB_{y\text{м}} + WB_{t,y} + WB_{n,y}) 2; \\ j_b &= -(WB_{x\text{кам}} + WB_{x\text{м}} + WB_{t,x} + WB_{n,x}) 2, \end{aligned} \quad (7)$$

где $WB_{y\text{кам}}$, $WB_{x\text{кам}}$ — грузоподъемности камер (рис.1, б);

$WB_{y\text{м}}$, $WB_{x\text{м}}$ — грузоподъемности межкамерных перемычек;

$WB_{t,y}$, $WB_{t,x}$ — грузоподъемности торцевых перемычек камер;

$WB_{n,y}$, $WB_{n,x}$ — грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

По известным значениям давлений в камерах запишем расход рабочей жидкости через подшипник:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{наруж}} + Q_{\text{внутр}}, \quad (8)$$

где $Q_{\text{наруж}} = 2\psi_{bx}\pi r_{k1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^k \sqrt{P_{bx} - P_{k1,i}}}$ — расход рабочей жидкости через наружную рабочую поверхность подшипника;

k — число камер в подшипнике на половине его наружной рабочей поверхности;

$Q_{\text{внутр}} = 2\psi_{bx}\pi r_{k2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m \sqrt{P_{bx} - P_{k2,i}}}$ — расход рабочей жидкости через внутреннюю рабочую поверхность подшипника;

m — число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение $N_{tr\Sigma}$ определялись двойным интегрированием касательных напряжений в слое рабочей жидкости по рабочей поверхности подшипника.

В гидростатодинамическом подшипнике кроме потерь мощности на трение есть также потери мощности на прокачку рабочей жидкости:

$$N_{\text{прок}} = P_{bx} \cdot Q_{\Sigma}. \quad (9)$$

Суммарные потери мощности на трение и прокачку будут равны их сумме:

$$N_{\text{подш}} = N_{tr\Sigma} + N_{\text{прок}}. \quad (10)$$

Результаты расчетов исследуемых объектов

Задаваясь различными значениями температур рабочей жидкости определяем несущую способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение в радиальном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа.

Рассматриваемый подшипник имел следующие геометрические рабочие параметры:

Наружный диаметр подшипника $D_l = 0,091$ м.

Внутренний диаметр подшипника $D_i = 0,083$ м.

Наружный и внутренний радиальные зазоры $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,00009$ м.

Диаметры жиклеров $d_{jk1} = d_{jk2} = 0,0012$ м.

Рабочая жидкость — вода.

Результаты расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение показаны на рис.2 — 7.

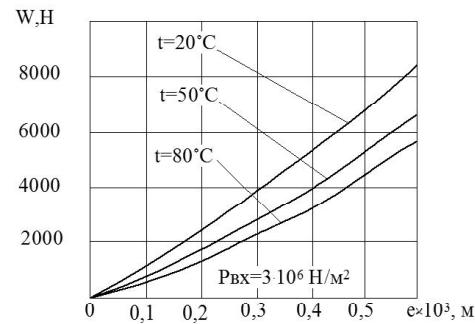


Рис. 2. Влияние температуры рабочей жидкости на грузоподъемность гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при давлении питания

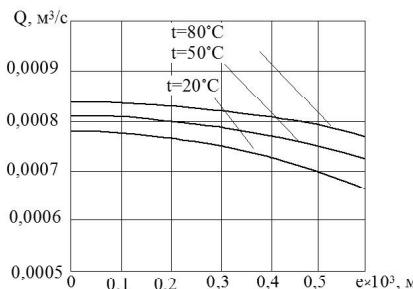


Рис. 3. Влияние температуры на расход рабочей жидкости через гидростатодинамический подшипник сдвоенного типа при давлении питания $P_{BX} = 3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

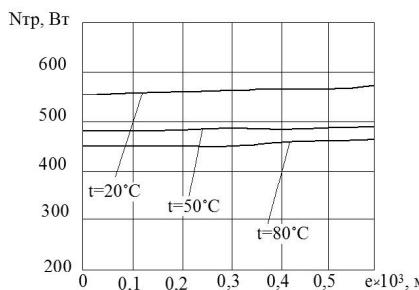


Рис. 4. Влияние температуры рабочей жидкости на потери мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа при давлении питания

$$P_{BX} = 3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

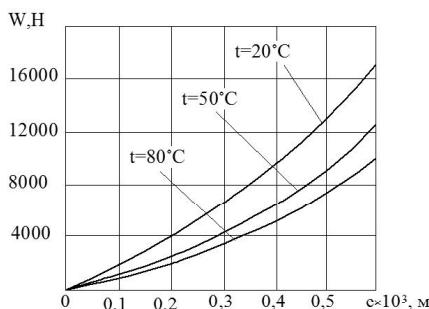


Рис. 5. Влияние температуры рабочей жидкости на грузоподъемность гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при давлении питания

$$P_{BX} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

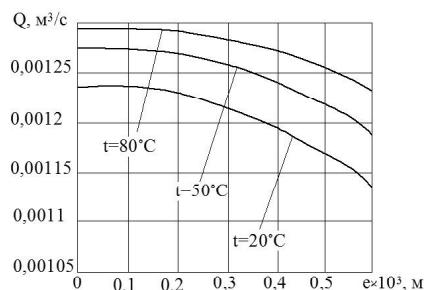


Рис. 6. Влияние температуры на расход рабочей жидкости через гидростатодинамический подшипник сдвоенного типа при давлении питания $P_{BX} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

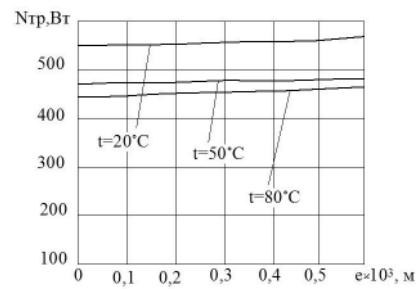


Рис. 7. Влияние температуры рабочей жидкости на потери мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа при давлении питания

$$P_{BX} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

Заключение

Полученные результаты расчета показывают, что температура рабочей жидкости может оказывать существенное влияние на статические характеристики подшипника. Поэтому при проектировании турбогенераторов мощных энергоустановок, в которых ожидаются большие потери на трение, необходимо учитывать изменение характеристик подшипника, вызванное повышением температуры рабочей жидкости, либо предусмотреть охлаждение рабочей жидкости. Также является весьма перспективным применение гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа для роторов мощных энергоустановок, так как они в сравнении с обычными втулочными гидростатодинамическими подшипниками имеют примерно в 1,64 раза меньше потери мощности на трение и прокачку.

Литература

1. Назин В. И. Радиальный гидростатодинамический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(95). – С. 94–100.
2. Constantinescu V. N. On Turbulent Lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881–899.
3. Константинеску В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константинеску // Тр. американ. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д. – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168–180.
4. Крылов В. И. Вычислительные методы [Текст] / В. И. Крылов, В. В. Бабков, П. Н. Монастырный. – М. : Наука, 1977. – Т. 2. – 400 с.
5. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ [Текст] / Т. Шуп. – М. : Мир, 1982. – 235 с.

Поступила в редакцию 15.05.2016

В.І. Назін. Вплив температури робочої рідини на статичні характеристики здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника

Наведено математичні залежності для визначення несучої здатності, втрати робочої рідини і втрати потужності на тертя гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу. Виконано узагальнення математичної моделі на випадок турбулентної течії робочої рідини. Отримано замкнutoї системи рівнянь, яка доведена до виду пристосованого для чисельної реалізації. Застосовані найбільш поширені і раціональні чисельні методи. Розроблено алгоритм визначення статичних характеристик гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу і наведені результати розрахунку за цим алгоритмом. Виконано аналіз отриманих результатів і наведені висновки з проведеного теоретичного дослідження.

Ключові слова: математичні залежності, гідростатодинамічний підшипник, несуча здатність, турбулентна течія, чисельні методи, статичні характеристики, аналіз результатів.

V. I. Nazin. Effects of temperature fluid on the static characteristics of double radial hydrostatodinamic bearing

Mathematical formulas for determining the carrying capacity of the working fluid flow and power losses due to friction hydrostatodinamic bearing double type. The generalization of the mathematical model to the case of a turbulent flow of the working fluid. A closed system of equations brought to the form adapted for numerical implementation. Applied the most common and rational numerical methods. An algorithm for determining the static characteristics of dual bearing type hydrostatodinamic and the results of calculation by this algorithm. The analysis of the results and conclusions are listed on the conducted theoretical research.

Keywords: mathematical relationships, hydrostatodinamic bearing, bearing spolities, turbulent flow, numerical methods, static characteristics, analysis of the results.

А. В. ЛОЯН, А. И. ЦАГЛОВ, А. И. ПИСАНЫЙ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ ТЕРМОДРОССЕЛЯ

В статье представлен анализ конструкции термодросселя под действием стартовых и тепловых нагрузок, а именно гармонической и широкополосной случайной вибрации, ударных нагрузок и температурных напряжений во время работы. Приведены результаты предварительных расчетов на собственные резонансные частоты (модальный анализ), которые показали наличие резонансных частот в области ниже 2000 Гц, входящих в диапазон широкополосной случайной вибрации ракетоносителя. Также определены напряжения, возникающие вследствие температурных расширений в процессе работы. Показано, что напряжения и деформации в элементах конструкции термодросселя не превышают допустимых значений для материалов, из которых изготовлены данные детали.

Ключевые слова: электроракетный двигатель, модальный анализ, температурные напряжения, вибрационные нагрузки, термодроссель.

Введение

Термодроссель – устройство, позволяющее регулировать массовый расход рабочего тела (РТ), используя зависимость вязкости газа от температуры.

Массовый расход РТ зависит от газового сопротивления магистрали, которая определяется геометрическими размерами трубопровода и динамической вязкостью газа. Термодроссель представляет собой капилляр, нагреваемый протекающим через него электрическим током. Капилляр отделен от остальных частей газовой магистрали при помощи диэлектрических вставок. Электрический ток подводится к капилляру при помощи электродов. Изменение температуры капилляра приводит к изменению динамической вязкости газа и как следствие, изменению массового расхода через капилляр. Предел регулировки расхода определяется площадью сечения, длиной и диапазоном рабочих температур капилляра.

При старте ракеты термодроссель подвергается вибрационным и ударным нагрузкам, которые могут повредить его еще до вывода на орбиту. Во время работы капилляр нагревается и из-за разных коэффициентов линейного расширения материалов капилляра, токоподводов и диэлектрических вставок, при нагреве в местах контактов деталей возникают температурные напряжения.

При выходе из строя термодросселя вся двигательная установка придет в негодность, следовательно, термодросселю необходимы тщательные проверки на прочность. Для уменьшения времени проектирования термодросселя перед изготовлением и физическими

испытаниями необходимы теоретические расчеты прочности термодросселя, которые производились методом конечных элементов в среде ANSYS Workbench [2][3].

Цель работы

Рассчитать напряжения, возникающие в термодросселе во время старта ракеты-носителя и в процессе работы. На основе полученных данных найти опасные участки в конструкции термодросселя и определить необходимые конструктивные модификации термодросселя.

Расчет геометрических параметров термодросселя

Расчетной деталью в термодросселе являются геометрические размеры капилляра. Длина капилляра зависит от массового расхода газа, площади поперечного сечения газового канала и разницы давлений на концах капилляра, и рассчитывается по формуле [1]:

$$l = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot P \cdot \Delta P}{128 \cdot \mu \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T}; \quad (1)$$

где, d - диаметр газового канала капилляра;

P - среднее давление в капилляре;

ΔP - перепад давления в капилляре;

μ - динамическая вязкость газа;

\dot{m} - массовый расход газа;

R - газовая постоянная;

T - температура газа.

Рабочим телом является ксенон с минимальным массовым расходом 3,8мг./с. Капилляр представляет собой трубку из стали 12Х18Н9Т с диаметром проходного канала 0,2мм. Границ-

ными условиями для расчета являются: давление на входе в термодроссель 0,1 МПа, давление на выходе из термодросселя 500 Па, и рабочая температура капилляра при минимальном расходе равна 200 °С. При данных условиях длина капилляра равна 40 мм.

Геометрические размеры остальных деталей термодросселя задаются исходя из технологических и конструкторских соображений. В нашем случае термодроссель представляет паяный металлокерамический узел (рис. 1), состоящий из 2-х штуцеров (1, 2), стоящих на опоре (6), к которым крепятся трубы подвода и отвода газа, и двух токоподводов (5), к которым крепится капилляр (4) и провода. Все металлические детали разделены диэлектрическими вставками (3). На входе в термодроссель в штуцере (1) предусмотрен фильтр.

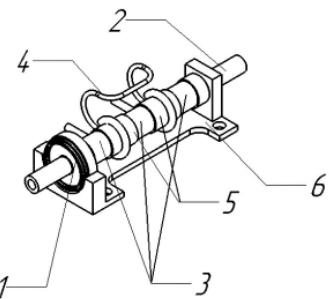


Рис. 1. Конструкция термодросселя

Расчет конструкции термодросселя на стартовые нагрузки

Входными данными для расчетов нагрузок являются данные, представленные в документации ракеты-носителя Днепр [4]. Данные собраны в таблице 1.

При первом расчете были найдены резонансные частоты термодросселя, на основе анализа которых производились дальнейшие исследования.

Нахождение собственных частот термодросселя было выполнено при помощи модуля modal. Значения первых шести резонансных частот представлены в табл. 2.

Таблица 1
Стартовые нагрузки РН «Днепр»

Вид нагрузки	Частота, Гц	Нагрузка
Синусоидальная вибрация	5-10	0,5g
	10-15	0,6g
	15-20	0,5g
Широкополосная случайная вибрация	20-160	0,007g ² /Гц
	160-320	0,022-0,035 g ² /Гц
	320-640	0,035 g ² /Гц
	640-1280	0,035-0,017 g ² /Гц
	1280-2000	0,017-0,005 g ² /Гц
Ударные нагрузки	30	5 g
	1000	1000 g
	5000	1000 g

Таблица 2
Значения первых шести резонансных частот

1	1373,6 Гц
2	2070,1 Гц
3	2229,3 Гц
4	4223,9 Гц
5	4840,2 Гц
6	7440,8 Гц

Таким образом только 1 резонансная частота имеет значение менее 2000 Гц.

Форма колебаний трубы на частоте 1373,6 Гц отображена на рис. 2.

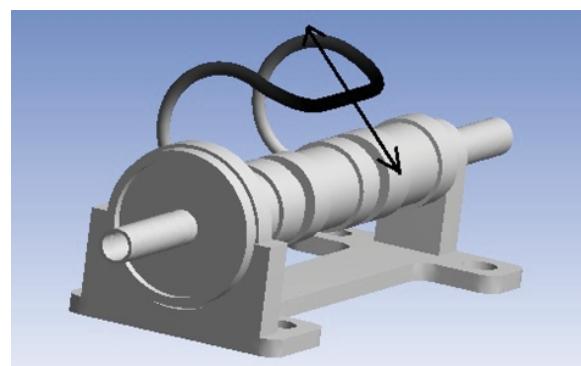


Рис. 2. Колебания на частоте 1373,6 Гц

Как видно на рис. 1, в резонанс вступает только капилляр, остальные элементы термодросселя в резонанс не вступают.

Далее был произведен расчет на ударные нагрузки. Входными данными является зависимость величины ускорения от частоты. Расчет производился в модуле Response spectrum. В результате расчета получены результаты распределения напряжений, которые представлены на рис. 3.

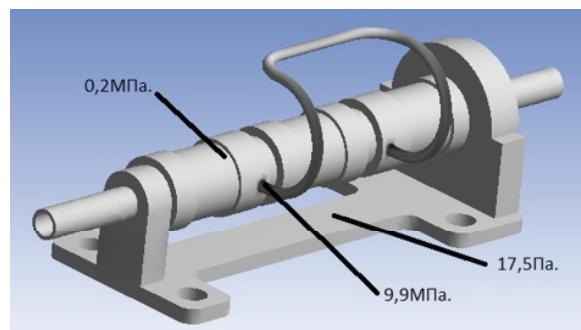


Рис. 3. Распределение напряжений при ударных нагрузках

В результате расчета на ударные нагрузки видно, что максимальные напряжения равны 9,9 МПа и находятся в местах крепления капилляра. Полученное значение значительно ниже предела выносливости для стали 12Х18Н10Т, который равен 279 МПа [4].

Следующим параметром при расчете являются широкополосные случайные нагрузки, возникающие во время полета. Расчет производился в модуле Random vibration. В результате расчета получены результаты распределения напряжений, которые представлены на рис. 4.

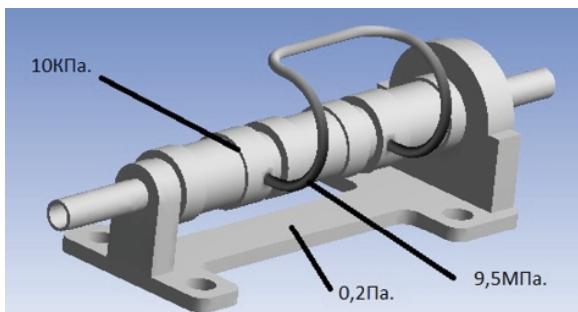


Рис. 4. Распределение напряжений при случайных вибрационных нагрузках

В результате расчета на случайные вибрации были получены напряжения значительно меньшие, чем при расчете на ударные нагрузки. Максимальные напряжения составили 10 КПа. Зона максимальных напряжений также располагалась в месте крепления капилляра.

Третийм по счету являлся расчет на вибрационные нагрузки в условии синусоидальных гармонических колебаний, произведенный в модуле Harmonic response. Исходя из данных, представленных для расчета (табл. 1), была произведена проверка для 3-х режимов. После расчета был выбран случай с наибольшими напряжениями. В результате расчета получен результат распределения напряжений (рис. 5).

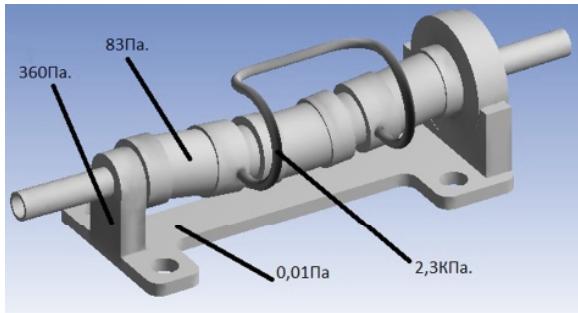


Рис. 5. Распределение напряжений при постоянных вибрационных нагрузках

Расчет на гармонические вибрации показал максимальные напряжения, значения которых равны 2,3 КПа, что также меньше предела выносливости. Наиболее нагруженным элементом конструкции является капилляр. Напряжения, возникающие в остальных элементах конструкции незначительны.

Таким образом расчет на предстартовые нагрузки не выявил «слабых» мест в конструкции термодросселя. Коэффициент запаса прочности

капилляра определяется исходя из максимальных напряжений, которые возникают при ударных нагрузках:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{279}{9,9} = 28,2; \quad (2)$$

где: $[\sigma]$ – предел выносливости;
 σ – напряжения в конструкции.

Тепловое состояние термодросселя

Далее были рассчитаны тепловые деформации, возникающие при условии максимального температурного перепада. Капилляр термодросселя разогревается во время работы до 200 °C, в то время как температура платформы, на которой он установлен может падать до -60 °C. Исходя из этого при помощи модуля Steady-State Thermal было найдено распределение температур в термодросселе, указанное на рис. 6.

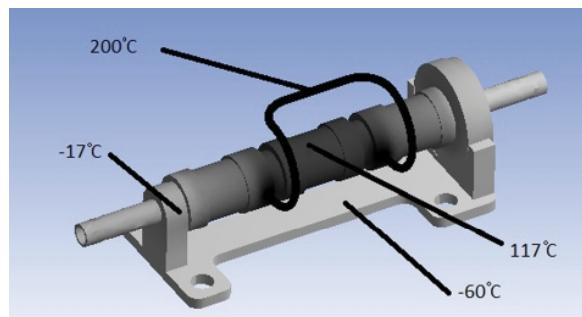


Рис.6. Распределение температур в термодросселе во время работы

На основе результатов распределения температур в модуле Static Structural были найдены напряжения, возникающие во время работы вследствие температурных деформаций (рис. 7).

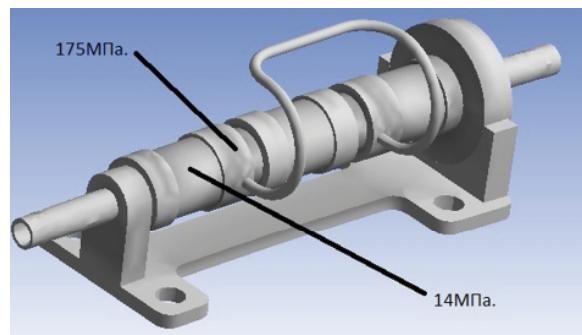


Рис. 7. Распределение напряжений, возникающих вследствие температурных деформаций

Исходя из расчета, максимальные напряжения составили 175 МПа. Напряжения распределены в местах контактов керамики со сталью. Данные напряжения являются наибольшими из всех, которые испытывал термодроссель

во время расчета. И в отличие от стартовых нагрузок, температурные деформации будут возникать во время работы двигательной установки. Следовательно, температурные напряжения являются опаснейшей угрозой термодросселю и вследствие большого числа запусков двигателя могут вызвать усталостное разрушение деталей.

Коэффициент запаса прочности при тепловых нагрузках составляет:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{279}{175} = 1.6, \quad (3)$$

где: $[\sigma]$ — предел выносливости;
 σ — напряжения в конструкции.

Выводы и дальнейшие перспективы

Таким образом напряжения, возникающие при стартовых нагрузках, не достигают опасных значений. Из проведенного расчета видно, что напряжения при температурных деформациях значительно выше напряжений, возникающих во время стартовых нагрузок. Это обусловлено тем, что металлические детали термодросселя изготовлены из стали 12Х18Н9Т, керамические части термодросселя изготовлены из керамики марки ВК94[5]. Это связано с тем, что данные материалы имеют различный коэффициент температурного расширения. Для решения данной проблемы рекомендуется замена материала металлических деталей на металл с меньшим

коэффициентом линейного расширения таких как титан или сплавы на его основе. Вследствие уменьшения разницы значений коэффициентов температурного расширения значительно снижаются значения напряжений, возникающих в термодроселе во время работы.

Литература

- Матылев Н. А. Электрореактивные двигательные установки [Текст] : учеб. пособие для вузов / Н. А. Матылев, Ю. А. Шепетов, Л. А. Базыма — Национальный аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», 2010. - 340 с.
- Бруяка В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Ч. 1 [Текст] / В. А. Бруяка, В. Г. Фокин, Я. В. Курцева. — Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2013. — 149 с.
- Бруяка В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Ч. 2. [Текст] / В. А. Бруяка, В. Г. Фокин, Я. В. Курцева. — Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2013. — 73 с.
- Space Launch System Dnepr User's guide [Электронный ресурс]. Режим доступа : https://snebulos.mit.edu/projects/crm/DNEPR/Dnepr_User_Guide.pdf - 10.06.2016 г.

5. Андреева Р. Т. Свойства и применение металлов и сплавов для электровакуумных приборов: справочное пособие [Текст] / Р. Т. Андреева, С. И. Ипатова, Н. С. Розинова. — М. : Энергия, 1973. — 336 с.

Поступила в редакцию 16.06.16

А. В. Лоян, О. І. Цаглов, А. І. Писаний. Дослідження міцностних властивостей термодроселя

У статті представлений аналіз конструкції термодроселя під дією стартових і теплових навантажень, а саме гармонійної і широкосмугової випадкової вібрації, ударних навантажень і температурних напружень під час роботи. Наведено результати попередніх розрахунків на власні резонансні частоти (модальний аналіз), які показали наявність резонансних частот в області нижче 2000 Гц, що входять в діапазон широкосмугової випадкової вібрації ракетоносія. Також визначено напругу, що виникає в результаті температурних розширень в процесі роботи. Показано, що напруги і деформації в елементах конструкції двигуна не перевищують допустимих значень для матеріалів, з яких виготовлені дані деталі.

Ключові слова: електроракетний двигун, модальний аналіз, температурні напруги, вібраційні навантаження, термодросель.

A.V. Loyan, A.I. Tsaglov, A.I. Pysanuy. Study of strength properties thermo-throttle

The article presents an analysis of the thermo-throttle construction under the influence of starting and thermal loads, namely broadband harmonic and random vibration, shock and pace-temperature-voltage during operation. The results of preliminary calculations of own resonant frequencies (modal analysis), are shown the presence of the resonance frequencies in the region below 2000 Hz, within the range of broadband random vibration rocket. Also it is defined strain arising as a consequence of thermal expansion during operation. It is shown that stress and strain in structural elements of the engine do not exceed the allowable values for the materials of which these parts are made.

Keywords: electric propulsion, modal analysis, thermal stress, vibration loads, thermo-throttle.

В.И. Конох, И.И. Калиниченко, И.Н. Гордиец, А.В. ШПАК

Государственное предприятие “Конструкторское бюро “Южное” им. М. К. Янгеля”

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕСУРСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛЬФОННОГО ПНЕВМОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Рассмотрен новый вариант пневмонасосного агрегата с беззатечным уплотнительным элементом – сильфоном для системы подачи топлива орбитальной ЖДУ, работающей на компонентах топлива АТ и ММГ (НДМГ), состоящей из маршевого двигателя тягой 40кгс и рулевых двигателей малой тяги и временем существования на орбите более 5 лет. Диапазон изменения суммарных расходов топлива составляет 100240 г/с. Определены основные геометрические характеристики пневмонасосного агрегата и жесткости сильфонов. Представлены результаты ресурсных испытаний разработанных сильфонов из нержавеющих сталей и фторопласта.

Ключевые слова: двигательная установка, пневмонасосная система подачи, пневмонасос, сильфон.

Введение

В настоящее время в жидкостных двигательных установках космических аппаратов широко применяется вытеснительная система подачи топлива. Она является наиболее простой и, следовательно, надежной, но обладает двумя принципиальными недостатками – топливные баки работают при высоких давлениях (обычно от 15 до 20 кгс/см²) и ЖРД имеют большой разброс тяги и соотношения компонентов топлива. Высокие давления в баках приводят к их переутяжелению, большие разбросы соотношения компонентов к увеличению гарантийных запасов топлива. С увеличением тяги или увеличением суммарного импульса тяги увеличиваются также и запасы компонентов топлива, а, следовательно, и баков. В этом случае вытеснительная система становится тяжелой и громоздкой. Турбонасосная система подачи значительно сложнее вытеснительной и ее применение целесообразно для двигателей с тягой более 1000 кгс.

В ГП «КБ «Южное» разработана и доведена до стадии летных испытаний новая система подачи топлива – пневмонасосная. Пневмонасосная система подачи занимает свою отдельную нишу (в зависимости от тяги двигательной установки) на стыке между вытеснительной и турбонасосной системами подачи компонентов топлива и однозначно превосходит по массовому совершенству вытеснительную.

1. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Масса, применяемых в настоящее время спутниковых платформ Spacebus, Eurostar,

Alphabus, составляет 5000-8000 кг, при этом заправка компонентами топлива колеблется в пределах 60-70% от общей массы. Орбитальная жидкостная двигательная установка такой платформы состоит из маршевого двигателя тягой ~40 кгс и рулевых двигателей малой тяги (РДМТ).

В настоящее время в ГП «КБ «Южное» ведутся работы по созданию орбитальной ЖДУ, работающей на компонентах топлива АТ и ММГ (НДМГ) и состоящей из маршевого двигателя тягой 40 кгс и рулевых двигателей малой тяги. Эта ЖДУ имеет запас топлива ~3000 кг, должна быть работоспособной на орбите в течение 5 лет и обеспечивать большое число включений (более 100) [1]. Исходя из тенденции улучшения характеристик спутниковых платформ, в качестве системы топливоподачи применена пневмонасосная. Типичная схема ЖДУ с пневмонасосной системой подачи приведена на рис 1. Она была разработана в 2004-2006 гг. ГП «КБ «Южным» для автономного космического буксира «Кречет» с орбитальной ДУ 802. В состав ДУ входят топливные баки окислителя и горючего, пневмоблок, камера маршевого двигателя, РДМТ, ПНА, газовый редуктор для наддува топливных баков и управляющая автоматика.

В 2014-2015 гг. были проведены ресурсные испытания уплотнительных элементов поршневого ПНА [2]. Недостатками контактных уплотнений возвратно поступательных пар являются износ и необеспечение полной герметичности, как при работе, так и во время длительного хранения. В последнее время в технике все большее применение в качестве уплотнительных элементов получили пла-

стинчатые сильфоны [3]. С целью улучшения ресурсных характеристик в несколько раз, для спутниковой ДУ был разработан ПНА, в котором в качестве подвижного уплотнительного элемента был использован пластинчатый сварной сильфон. Схема разработанного сильфонного ПНА приведена на рис. 2. Основные требования, предъявляемые к разрабатываемому ПНА, приведены в таблице 1.

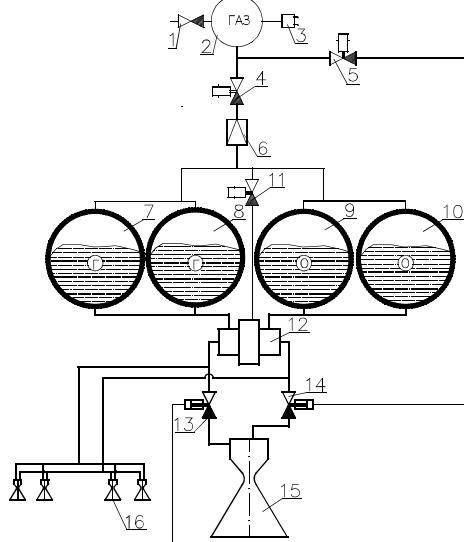


Рис. 1. ЖДУ с пневмонасосной системой подачи компонентов топлива:

1 - клапан заправки; 2 - баллон с гелием; 3 - сигнализатор давления; 4, 5, 11 - электропневмоклапан; 6 - газовый редуктор; 7, 8 - бак горючего; 9, 10 - бак окислителя; 12 - пневмонасосный агрегат; 13, 14 - гидроклапан; 15 - камера маршевого двигателя, 16 - рулевые двигатели малой тяги

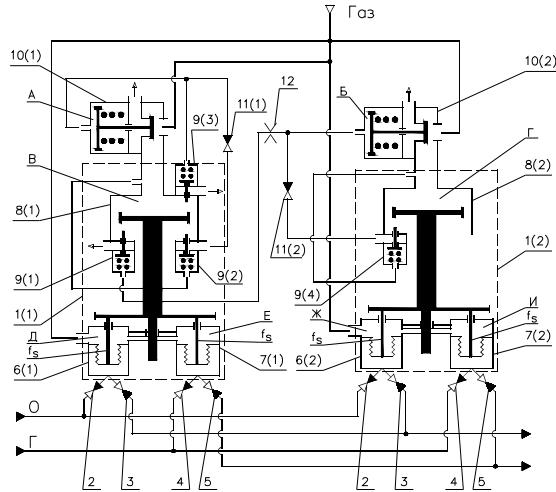


Рис. 2. Схема сильфонного ПНА:

1(1), 1(2) – насосный блок; 2 – обратный клапан по линии входа «О»; 3 – обратный клапан по линии выхода «О»; 4 – обратный клапан по линии входа «Г»; 5 – обратный клапан по линии выхода «Г»; 6(1), 6(2) – гидравлический насос «О»; 7(1), 7(2) – гидравлический насос «Г»; 8(1), 8(2) – пневмопривод; 9(1), 9(4) – концевой клапан; 10(1), 10(2) – пневмопределитель; 11(1), 11(2) – обратный клапан; 12 – жиклер; А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, И – полость

Таблица 1
Характеристики ПНА при работе в составе орбитальной ЖДУ

1	Рабочее тело пневмопривода	Гелий
2	Окислитель	АТ
3	Горючее	ММГ (НДМГ)
4	Номинальное абсолютное давление гелия на входе, кгс/см ²	7
5	Диапазон температур гелия при различных режимах работы, К – при работе только РДМТ – при работе маршевого двигателя	273...323 323...373
6	Номинальное абсолютное давление топлива на входе, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	7 7
7	Номинальное абсолютное давление топлива на выходе из ПНА, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	17 17
8	Расходы компонентов топлива, кг/с – окислителя – горючего	0,062-0,150 0,038-0,090
9	Соотношение объемных расходов компонентов топлива	1

ПНА включает в себя гидравлические насосы окислителя 6(1) и 6(2) и горючего 7(1) и 7(2) объемного типа и объемные пневмоприводы 8(1) и 8(2), работающие на редуцированном гелии высокого давления от пневмоблока. ПНА содержит два насосных блока 1(1) и 1(2) с насосами, циклический режим работы каждого из блоков обеспечивается газовыми пневмопределителями 10(1) и 10(2), взаимодействующими с концевыми клапанами 9(1), 9(4) нажимного действия, которые размещаются в полостях пневмопривода.

Принцип работы данного ПНА следующий. В исходном положении под действием входного давления гидравлических насосов «О» и «Г» пневмопоршни находятся на упорах в днища полостей В и Г. После подачи давления гелия на входы в пневмопределители газ поступает в полости В и Г пневмоцилиндров и концевые клапаны 9(2) и 9(4). Пневмопоршни насосных блоков перемещаются вниз, воздействуют на сильфоны гидравлических насосов и осуществляют совместное питание потребителя компонентами топлива. Штоки концевых клапанов 9(2) и 9(3) выступают над днищами пневмоцилиндров на величину h , шток клапана 9(4) на величину $2h$, а клапана 9(1) – на величину $4h$.

Поэтому первым будет нажат концевой клапан 9(1), управляющая полость Б сообщается с окружающей средой, но ничего не произойдет, так как в ней не было управляющего давления и пневмораспределитель находится в открытом состоянии. Затем пневмопоршень нажимает на концевой клапан 9(4), в управляющую полость Б подается давление, пневмораспределитель 10(2) срабатывает и прекращается подача гелия в полость Г пневмопривода 9(2) и сообщает ее с окружающей средой. Начинается заправка насосного блока 1(2). После нажатия пневмопоршнем насосного блока 1(1) на концевой клапан 9(2) происходит подача давления в управляющую полость А пневмораспределителя 10(1). Пневмораспределитель срабатывает и прекращается подача гелия в полость В пневмопривода 8(1) и сообщает ее с окружающей средой. Начинается заправка насосного блока 1(1). При достижении пневмопоршнем концевого клапана 9(3) происходит сброс давления из управляющей полости А пневмораспределителя 9(1). Пневмораспределитель срабатывает и гелий поступает в полость В пневмопривода 8(1). Завершилась фаза запуска. Обратные клапаны 11(1) и 11(2) предотвращают сброс давления в управляющих полостях А и Б пневмораспределителей 10(1) и 10(2) в моменты сброса давления из полостей В и Г пневмоприводов 8(1) и 8(2). Далее схема работает в циклическом режиме:

- нажатие на концевой клапан 9(1) – открытие пневмораспределителя 10(2), вытеснение компонентов топлива из насосного блока 1(2);
- нажатие на концевой клапан 9(2) – закрытие пневмораспределителя 10(1), заправка насосного блока 1(1);
- нажатие на концевой клапан 9(3) – открытие пневмораспределителя 10(1), вытеснение компонентов топлива из насосного блока 1(1);
- нажатие на концевой клапан 9(4) – закрытие пневмораспределителя 10(2), заправка насосного блока 1(2);
- ожидание нажатия концевого клапана 9(1). Цикл замкнулся.

2. Постановка задачи данного исследования

Для обеспечения требуемого ресурса работы ПНА необходимо максимальное число срабатываний сильфонных элементов с сохранением полной герметичности как при работе ПНА, так и во время перерывов.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Для определения диаметров сильфонов, расхода компонента вытесняемого за один такт, а также частоты работы насоса необходимо составить уравнение баланса сил и методом конечных приближений достичь удовлетво-

ряющих результатов.

Расчетная схема для составления уравнений баланса сил приведена на рис. 3.

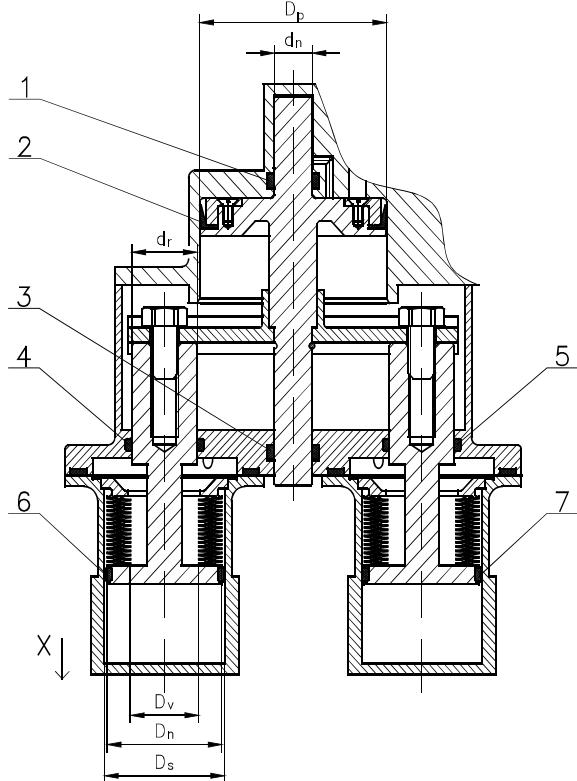


Рис. 3. Расчетная схема насосного блока:
1, 3, 6, 7 - направляющее кольцо; 2 - манжета;
4, 5 - резиновое кольцо

При расчете балансов сил насосного блока были приняты следующие допущения:

- при определении расходов компонентов топлива и давлений на выходе из насосных блоков, гидравлическое сопротивление трактов двигателя от выходов из насоса до огневого пространства камеры двигателя заменены постоянными жиклерами эквивалентного сопротивления;
- при изменении расходов компонентов топлива на выходе давления газа и компонентов топлива на входе приняты постоянными;
- жесткости и диаметры сильфонов насосных блоков окислителя и горючего одинаковы;
- в расчетах принято давление окружающей среды $P_a = 0$.

Уравнение баланса сил поршней с учетом сил трения и жесткости сильфона:

$$\left(P_{\text{gas}} - \Delta P_p^{\text{gas}} \right) \cdot S_p - \\ - \left(P_{\text{out_i}}^{\text{Ox}} + \Delta P_{\text{out_i}}^{\text{Ox}} + P_{\text{out_i}}^{\text{Fu}} + \Delta P_{\text{out_i}}^{\text{Fu}} \right) \times \\ \times S_{\text{ef}} + 2 \cdot P_{\text{gas}} \cdot (S_{\text{ef}} - S_r) \cdot F_{\text{fr}} + 2 \cdot F_{z_s} = 0 \quad (1)$$

где P_{gas} – давление газа на входе в ПНА;

ΔP_p^{gas} – гидравлическое сопротивление газового тракта;

$P_{\text{out_i}}^{\text{Ox}}$ – давление на выходе из насосного блока окислителя;

$P_{\text{out_i}}^{\text{Fu}}$ – давление на выходе из насосного блока горючего;

$\Delta P_{\text{out_i}}^{\text{Ox}}$ – гидросопротивление тракта насоса окислителя;

$\Delta P_{\text{out_i}}^{\text{Fu}}$ – гидросопротивление тракта насоса горючего при изменении расхода;

$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2$ – площадь газового поршня;

$S_{\text{ef}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D_n + D_v}{2} \right)^2$ – эффективная площадь сильфона;

$S_r = \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2$ – площадь разгрузочного штока.

Усилие поджатия сильфона от хода определяется по формуле:

$$F_{z_s} = F_{s_f} - z_s \cdot x \quad (2)$$

где F_{s_f} – усилие сжатия сильфона;

z_s – жесткость сильфона [4];

x – величина деформации сильфона.

Сила трения манжеты рассчитывают по формуле [5]:

$$Q_{\text{fluo}} = \pi \cdot D_p \cdot l_p \cdot \left(P_{\text{gas}} - \Delta P_p^{\text{gas}} + q_{\text{fluo}} \right) f_{\text{fluo}}, \quad (3)$$

Сила трения в направляющих кольцах определяется по формуле:

$$Q_{\text{fluo_n}} = \pi \cdot D_p \cdot l_{p_n} \cdot q_{\text{fluo}} \cdot f_{\text{fluo}} \cdot n, \quad (4)$$

где D_p – диаметр уплотняемой поверхности;

l_p – ширина рабочей части манжеты;

l_{p_n} – ширина рабочей части направляющего кольца;

P – давление в полости;

q_{fluo} – контактное давление, возникающее от деформации усов манжеты при ее монтаже;

f_{fluo} – коэффициент трения.

Сила трения резинового кольца определяется по формуле:

$$F_{\text{fr}}^i = F_{\text{fr1}}^i + F_{\text{fr2}}^i, \quad (5)$$

где $F_{\text{fr1}}^i = \pi \cdot d \cdot Q_1$ – сила трения кольца, определяющаяся относительным сжатием;

$F_{\text{fr2}}^i = \frac{\pi \cdot Q_h}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ – сила трения от нагружения кольца давлением;

d – внутренний диаметр кольца;

D – наружный диаметр кольца;

Q_1 – коэффициент, зависящий от монтажного натяга и твердости резины;

Q_h – коэффициент, зависящий от давления в полости.

Суммарная сила трения в подвижных элементах насосного блока:

$$F_{\text{fr}} = Q_{\text{fluo}} + Q_{\text{fluo_n}} + F_{\text{fr}}^i, \quad (6)$$

Расход, обеспечивающийся сильфоном, рассчитывается по формуле:

$$\dot{m}_{\Gamma,O} = \rho_{\Gamma,O} \cdot S_{\text{ef}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (7)$$

где $\frac{dx}{dt}$ – скорость перемещения диска сильфона;

$\rho_{\Gamma,O}$ – плотность компонента.

Изучив существующие типы сильфонов, за прототип был выбран сильфон, обеспечивающий наши требования (габаритные размеры, жесткость и циклопрочность) – сильфон стальной пластинчатый [3], [6], [7].

После проведения предварительных расчетов и определения конструкции ПНА были определены основные габаритные размеры элементов ПНА, которые приведены в таблице 2.

Таблица 2
Габаритные размеры элементов ПНА

№	Параметр	Сильфон №1	Сильфон №2	Сильфон №3
1	Эффективная площадь сильфона, см^2	4,51	5,58	10,18
2	Площадь газового поршня, см^2	21,23	25,52	51,53
3	Величина деформации сильфона, мм	18	18	10
4	Частота срабатывания каждого насосного блока, Гц	6,5	5,15	5,15

Для изготовления мембран сильфонов использованы следующие стали и типы сварки: сильфон №1 – иностранного производства выполнен из стали 06Х18Н10Т, тип свар-

ки – лазерная [8]; сильфон №2 – производства ГП «КБ «Южное» выполнен из стали 12Х18Н10Т, тип сварки – микроплазменная; сильфон №3 – производства ГП «КБ «Южное» выполнен из стали 06Х18Н10Т, тип сварки – микроплазменная.

Данные стали обладают хорошей прочностью и достаточной пластичностью, а также коррозионностойкие в агрессивной среде компонента.

Конструкция пластинчатых сильфонов приведена на рис. 4.

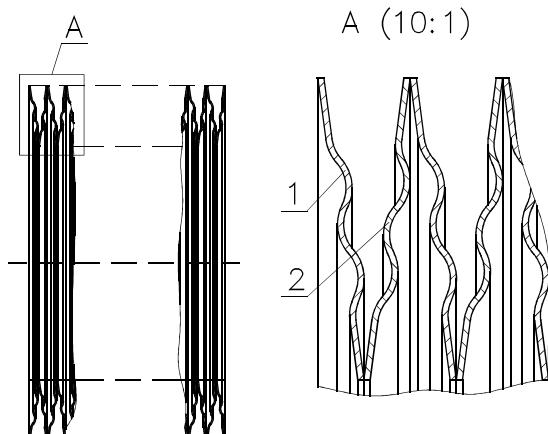


Рис. 4. Сильфон:
1, 2 – мембрана

Для данных сильфонов, используя математические зависимости и методики Андреевой Л.Е. [4] и методы программного расчета программы «ANSYS», был проведен прочностной расчет. Результаты расчетной и экспериментальной величины жесткости сильфонов занесены в таблицу 3.

Решение приведенной выше системы уравнений проводилось для одного режима работы, при номинальных расходах горючего $m_f = 90 \text{ г/с}$ и окислителя $m_o = 150 \text{ г/с}$, с учетом экспериментальной зависимости усилия поджатия сильфона от хода. На рис. 5 приведен рабочий процесс, полученный расчетным путем. Проведем анализ этого рабочего процесса.

Таблица 3
Жесткость сильфона

Сильфон	Жесткость, кгс/мм	
	Экспериментальная величина	Расчетная величина
№1, 28гофр	0,21...0,23	0,21...0,53
№2, 30гофр	0,35...0,36	0,277...0,529
№2, 25гофр	0,42...0,43	0,333...0,635
№3, 15гофр	0,75...0,76	0,597...0,895
№3, 20гофр	0,72...0,73	0,448...0,672

Как видно из рис. 5, основным фактором, оказывающим влияние на работу двигателя, является постепенное снижение величины расхода и давления в магистрали нагнетания. Это объясняется влиянием на выходные характеристики ПНА жесткости сильфона.

Расчетные величины снижения расхода окислителя и горючего для всех типоразмеров сильфонов колеблются от 1% до 3% и давления на выходе от 2,5% до 5% от номинальных величин и практически не сказываются на характеристиках ПНА. Однако стоит заметить, что по сравнению с поршневым ПНА для ДУ 802 [9], в котором провалы давления компонента на выходе составляли от 6% до 8%, сильфонный ПНА позволяет уменьшить величины провалов и их длительность примерно в 2 раза.

Основными трудностями обеспечения большого ресурса работы сильфонного ПНА

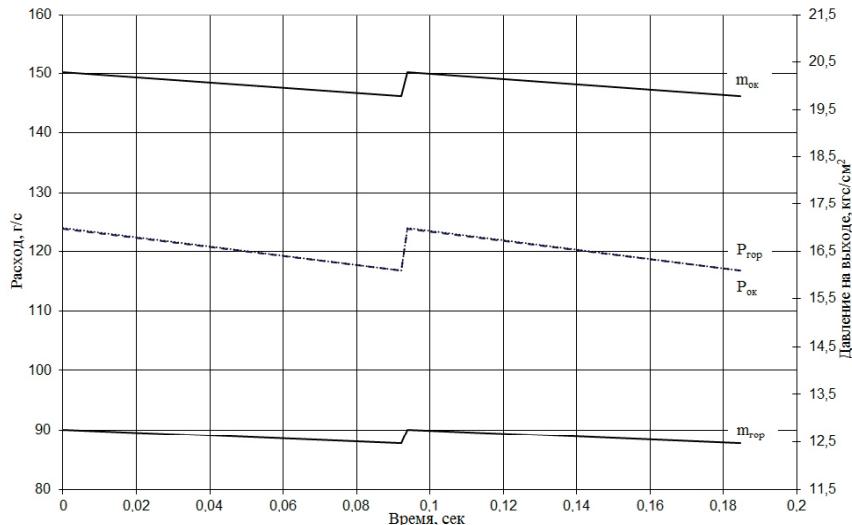


Рис. 5. Расчетный рабочий процесс сильфонного ПНА

являются следующие требования к подвижным уплотнительным элементам:

- обеспечение герметичности с учетом условий работы ПНА;
- минимальная жесткость сильфонных элементов;
- высокая циклопрочность мембран;
- минимальные габаритные размеры;
- длительная стойкость в агрессивных компонентах топлива.

Экспериментальная отработка сильфонов в составе ПНА не рациональна, поэтому для определения ресурсных характеристик сильфонов был изготовлен имитатор, в котором условия работы сильфонов максимально приближены к эксплуатационным. Однако рабочим телом гидравлического насоса была вода, а пневмопривод работал на воздухе вместо гелия. Приспособление для определения количества срабатываний сильфона приведено на рис. 6.

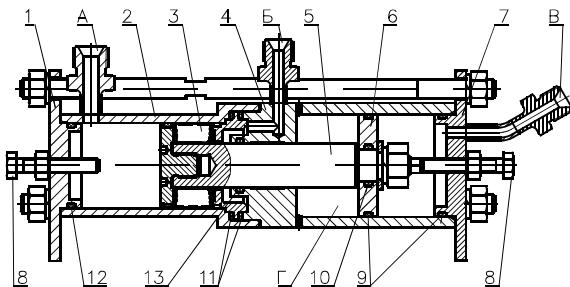


Рис. 6. Приспособление для ресурсных испытаний
1, 7 – крышка; 2, 4 – корпус; 3 – коробка сильфонная;
5 – шток; 6 – диск; 8 – винт настроечный;
9, 10, 11, 12, 13 – кольцо; А, Б, В – полость

Была, расчетным путем, получена циклопрочность сильфонов.

В результате расчета с использованием методики программы «ANSYS» циклопрочность сильфона №2 с 25 гофрами – 27550 срабатываний; сильфона №2 с 30 гофрами – 31710 срабатываний.

Несмотря на столь многообещающие результаты расчетов, результаты экспериментальной отработки оказались не столь впечатляющими. Результаты ресурсных испытаний приведены в таблице 4.

При частоте срабатывания (5,156,5) Гц и ходе сильфонной коробки (1018) мм циклопрочность сильфона значительно уменьшилась. Предположительно, это происходило из-за довольно высокой частоты работы. Также при сварке, в околовшовных зонах при температурах $\sim 650^{\circ}\text{C}$, возможно образование карбидных зерен толщиной до 0,1 мм, о чем свидетельствует характер разрушения сильфона, приведенный на рис. 7.

Таблица 4
Результаты ресурсных испытаний

Сильфон	Ход одной мембранны, мм	Максимальное количество срабатываний, шт.	Перепад на сильфоне, кгс/см ²
№1, 28гофр	0,32	720	2
№2, 30гофр	0,3	480	2
№2, 25гофр	0,36	270	10
№3, 15гофр	0,33	3800	10
№3, 20гофр	0,25	5200	2



Рис. 7. Сильфон после испытаний

Для увеличения циклопрочности ПНА была изготовлена фторопластовая, точенная сильфонная коробка с ходом 14,4 мм и эффективной площадью $S_{\text{ef}} = 6,84 \text{ см}^2$. На рис. 8 приведена конструкция фторопластовой сильфонной коробки.

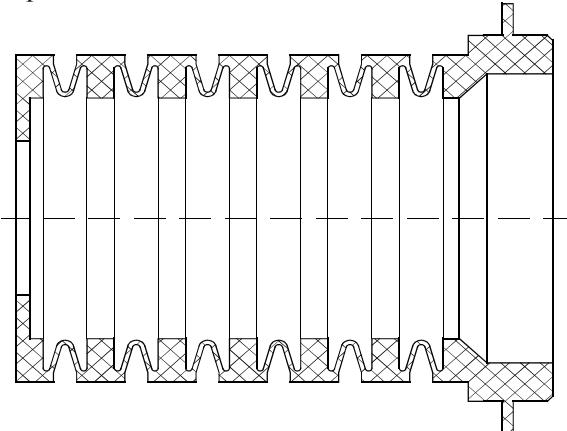


Рис. 8. Фторопластовая сильфонная коробка

Условия проведения ресурсных испытаний фторопластовых сильфонных коробок соответствовали условиям для сварных сильфонов, перепад на сильфоне для фторопластовой сильфонной коробки был равен 2 кгс/см².

Оценка величин жесткости и циклопрочности фторопластовой сильфонной коробки

не проводилась из-за отсутствия методик. Экспериментальная величина жесткости сильфона составила $\sim 0,02$ кгс/мм, а экспериментальная величина циклопрочности - ~ 55000 срабатываний, после чего эксперимент был остановлен. Негерметичности после проведения испытания обнаружено не было.

Выводы

В результате проведенных исследований получены расчетные и экспериментальные величины жесткости сильфонов. Определен ресурс работы сильфонов при повышенных частотах работы и высоких ходах мембран. Выбран размер сильфона, обеспечивающий приемлемые габаритно-массовые характеристики ПНА. Разработан и отработан новый тип сильфона. Ведутся работы по увеличению перепада на фторопластовой сильфонной коробке до 10 кгс/см 2 .

Литература

1. Двухкомпонентная жидкостная двигательная установка космического аппарата с пневмонасосной системой подачи [Текст] / В. Н. Шнякин, В. А. Шульга, В. И. Конох [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 9 (76). – С.159-163.

2. Разработка уплотнительных элементов для обеспечения ресурсных характеристик пневмонасосного агрегата [Текст] / В. И. Конох, И. И. Калиниченко, И. Н. Гордиец [и др.]

// Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7 (124). – С.131-136.

3. Басыров В. С. Пластинчатые сильфоны - новое слово в уплотнительной технике [Текст] / В. С. Басыров // АрматуроСтроение. – 2014. - №1 (88). – С.51-52.

4. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов [Текст] / Л. Е. Андреева. - М. : Машгиз, 1962. – 456 с.

5. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода [Текст] : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К. : Техника, 1977. – 320 с.

6. Каталог сильфонной продукции [Текст]: каталог / Саранский приборостроительный завод – Саранск : АО СПЗ, 2015. – 31 с.

7. IWAKI [Електронний ресурс] / IWAKI Co., Ltd // Режим доступа: www.iwakipumps.jp/en/products - 2014.

8. Circular bellows [Електронний ресурс] / Space solutions Co., Ltd // Режим доступа : www.spacesolutions.co.kr/html/location.php?depth=product/product&seq_pc1=6 – 2014.

9. Особенности математического моделирования рабочих процессов в источниках гидравлической мощности с пневматическим приводом [Текст] / В. И. Конох, И. И. Калиниченко, И. Н. Гордиец [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. - № 9 (96). – С. 163-168.

Поступила в редакцию 12.05.2016

В.І. Конох, І.І. Калініченко, І.М. Гордієць, А.В. Шпак. Дослідження ресурсних характеристик сильфонного пневмонасосного агрегату

Розглянуто новий варіант пневмонасосного агрегату з безвітічним ущільнюючим елементом - сильфоном для системи подачі палива орбітальної ДУ, яка працює на компонентах палива АТ і ММГ (НДМГ) та складається з маршевого двигуна тягою 40 кгс та рульових двигунів малої тяги та часом існування на орбіті більш 5 років. Діапазон змінення сумарних витрат компонентів палива складає 100...240 г/с. Визначені основні геометричні характеристики пневмонасосного агрегату та жорсткості сильфонів. Подані результати ресурсних випробувань розроблених сильфонів з нержавіючої сталі та фторопласти.

Ключові слова: двигунна установка, пневмонасосна система постачання, пневмонасос, сильфон.

V.I. Konokh, I.I. Kalinichenko, I.N. Gordiets, A.V. Shpak. Bellows-type pneumo-pump unit service life characteristics research

New alternative design of pneumo-pump unit with absolute pressure-tight sealing element is presented – bellows for fuel supply system of 5-years orbital lifetime LRE, which operates with NTO and UDMH propellants and consists of cruise engine having 40 kgf thrust and low-thrust control engines. Total fuel consumption range is from 100 to 240 g/s. Main geometric characteristics of pneumo-pump unit as well as the bellows stiffness are defined. The results of service life test of developed bellows made of stainless steels and fluoroplastic were presented.

Key words: propulsion system, pneumo-pump feed system, pneumo-pump unit, bellows.

УДК: 621.313.322-82

**О.В. ТРЕТЬЯК¹, О.В. СЕНЕЦЬКИЙ², О.Ю. ШУТЬ¹, В.М. ДОЦЕНКО³,
Є.С. П'ЯТНИЦЬКА³**

¹ ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», Україна

² Інститут проблем машинобудування НАН України, Україна

³ Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», Україна

СКЛАДНОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ДЕТАЛЕЙ ГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Проведено аналіз випадків руйнування роторів генераторів, що мали місце у світовій практиці експлуатації енергетичного устаткування. Детально представлено стадії втомного руйнування роторів генераторів. Розрахована тривимірна модель найбільш напруженіх елементів конструкції – бандажного кільца ротору та приставного коробу. Вперше враховані теплові та механічні навантаження з метою оцінки складнонапруженого стану бандажних кілець ротору, які є найнавантаженішою частиною конструкції турбогенераторів. Проведено розрахунки складнонапруженого стану на прикладі ротору турбогенератору ТГВ-550-2МУЗ, для якого максимальне напруження становить 687 МПа, при цьому коефіцієнт запасу дорівнює одиниці.

Ключові слова: турбогенератор, бандажне кільце ротору, торсійний вал, втомне руйнування, складнонапруженій стан, моделювання, субмікро- і мікротріщина, міцність.

Вступ

Запобігання небезпеки крихкого руйнування роторів турбогенераторів є однією з головних проблем забезпечення надійної експлуатації таких машин.

Сучасні уявлення про надійність конструкцій показують, що з чотирьох причин (втоми, повзучості, корозії під напругою і крихкості) найбільш відповідальною за руйнування є крихкість, оскільки з нею пов’язана раптовість завершення руйнування та найважчі наслідки [1].

Інші три причини сприяють поширенню зародкового дефекту, тобто визначають час прояву крихкості. Тому визначати руйнування в межах явища втоми, корозії під напругою або повзучості під напругою є менш значущим, ніж навчитися вимірювати й порівнювати відносний опір руху тріщин у названих випадках з використанням критеріїв механіки руйнування.

Існують наступні види руйнувань [2]:

- пластичне руйнування;
- крихке руйнування;
- втомне руйнування;
- руйнування при повзучості;
- корозійне руйнування.

Як правило, тріщини починають розвиватися задовго до повного руйнування, вони виникають і поширяються навіть до вичерпання своєю конструкцією несучої здатності. Тому знання законів поширення тріщин та їх використання дозволяє судити про несучу здатність деталей.

Досягнення в досліджені руйнування дозволяють зробити наступні висновки:

– руйнування в загальному випадку є не критична подія, а фізичний процес зародження, об’єднання й зростання тріщин. Цей процес закінчується втратою стійкості однією з таких тріщин:

– субмікро- і мікротріщини – звичайний елемент дефектної структури, подібний дислокаціям та вакансіям, а не наслідок недостатньо гарної технології виготовлення матеріалу.

З метою недопущення аварійних ситуацій при експлуатації генераторів важливою задачею є аналіз причин та завчасне запобігання виникненню дефектів.

Останні дослідження з руйнування роторів генераторів

Відомо, що із збільшенням розмірів перерізу конструкції істотно збільшується небезпека крихкого руйнування. Тому оцінці схильності до крихкого руйнування має бути приділена належна увага.

У табл. 1. наведені випадки руйнування роторів генераторів і турбін, які мали місце в США починаючи з 50 років минулого століття. Всі представлені ротори були виготовлені з сталі 0,3C2,5Ni0,5MoCIV. Суцільноковані ротори турбогенераторів мали найбільший зовнішній діаметр 1050 мм і довжину центральної частини 4570 – 6100 мм [3].

Представлені у таблиці приклади говорять про руйнування роторів при номінальних режимах.

Турбінний ротор фірми Риджлен (Аризона, США) мав зовнішній діаметр 2230 мм і довжину центральної частини 1670 мм. Всі роторні сталі характеризуються високими значеннями перехідних температур, які визначалися за 50% в'язкої складової у зламі зразків Шарпі.

Величини К для матеріалу роторів передували з використанням мінімальної кривої узагальненої діаграми в'язкості руйнування за надлишковою температурою, рівною різниці робочої температури T_p та перехідної температури крихкості $T_{50}^{\text{пер}}$.

Руйнування роторів генераторів і турбін на електростанціях США

Таблиця 1

Елемент конструкції	Робоча швидкість обертання, об/хв.	Швидкість обертання при руйнув., об/хв.	Напруга при руйнув., кг/мм ²		Температура металу при руйнув., °C	Перехідна темпер. до 50 пар, °C	Межа текучості, кг/мм ²	K_{Ic} , кг/мм ^{3/2}	Місце початку руйнув. та його розмір	Характ. розм. розр., мм		
			середні	у центр. отворі						Розрах. за се-редн. напруг.	Розрах. за мак-симальн. напруг.	
Ротор генератору електростанції Аризона	3600	3400	17,1	35,6	27	+149	58,5	100	Водородні флокени діам. 26-38 мм, що не виходять на поверхню	Радіус 13 – 19	28	6
Ротор генератору електростанції Кромбі	3600	3780	19,2	34,6	71	+110	63,0	160	Сегрегаційні полоси, що прилягають до ряду ремонтних отворів	-	-	-
Ротор генератору електростанції Літобургу	3600	3920	15,6	16,9	29	+102	52,0	130	Еліпсна зона рядів неметалевих включень розміром 51×127 мм, що не виходить на поверхню	Полувисота малої осі 25,4		

Руйнування у всіх випадках наступали раптово та призводили до подрібнення на велику кількість частин.

Вирішенням питання, як показує досвід Німеччини, США, Франції, може бути досягнуто шляхом створення комплексної системи контролю накопичення втомних впливів у валопроводів, що забезпечують реєстрацію як електричних так і механічних навантажень [4].

При експлуатації турбогенераторів серії ТГВ-500-2 та ТГВ-300 із збудником СТВ-12А(Б) пошкодження полягали у обриві болтів, що кріплять напівмуфту гнучкого валика муфти сполучення ротора до генератора (рис. 1).

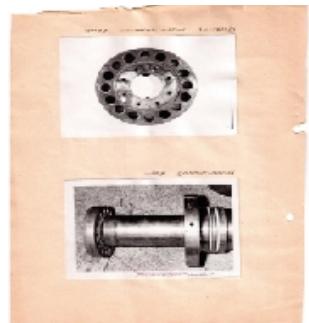


Рис. 1. пошкодження напівмуфти гнучкого валу:
а – торсійний вал; б – фланець торсійного валу

Постановка задачі

Зважаючи на вищезазначені проблеми світових фірм та великий досвід експлуатації турбогенераторів, необхідно провести детальні розрахунки та дослідити складнонапруженій стан бандажних кілець ротору, що є найнавантаженішою частиною конструкції турбогенераторів, та виробляється з найбільш міцної сталі.

Стадії втомного руйнування

Втомне руйнування роторів генераторів поділяється на п'ять стадій в залежності від ступеню пошкодження металу.

Перша стадія – зміцнення. У кінці першої стадії розвивається боротьба зміцнення з руйнуванням, коли число знову виникаючих субмікротріщин менше або дорівнює числу тріщин, що заліковуються.

Друга стадія – початок знеміцнення. Число знову виникаючих субмікротріщин починає переважати.

Перша і друга стадія частково добре виявляються при механічних методах вивчення перевантажень на кривих. Прямі досліди по виявленню стадії зміцнення в даний час дуже складні. Про зміцнення можна судити лише побічно, по виявленню лінії ковзання при спостереженні структури циклічно деформованого металу за допомогою оптичного та електронного мікроскопів.

Третя стадія – злиття субмікротріщин та мікротріщин.

Четверта стадія – поява макротріщин і зигзагоподібне їх поширення по площині імовірного зсуву.

П'ята стадія – зростання магістральної тріщини.

Різна відносна тривалість четвертої та п'ятої стадії встановлення показана в роботах при порівнянні росту тріщин в зразках з високоміцної сталі – в гладких і з концентраторами напруги.

Підтвердженням різної відносної тривалості окремих стадій встановлення є також досліди Клеспила по вивченю структури циклічно деформованої вуглецевої сталі (0,35 % вуглецю) у відпаленому і поліпшеному станах.

Відносна тривалість першої стадії втоми, коли більшість слабких зерен зміцнюється, у відпаленої сталі, мабуть, менше, ніж у покрашеної, а ефективність зміцнення більше.

У відпаленої сталі ковзання охоплює весь обсяг слабких зерен фериту, мікротріщини в них виникають швидше. У феритної основі сорбіту ковзання починається в основному уздовж кордонів первинних голок мартенситу і зерен аустеніту, так як тонкі виділення цемен-

титу всередині первинних голок і зерен перешкоджають розвитку ковзання. Тому відносна тривалість першої стадії повинна бути більше, а ефективність зміцнення слабкіша.

Алгоритм вирішення поставленої задачі

Допустимі напруження для роторів турбогенераторів повинні відповісти вимогам нормативних документів.

Як правило, застосування статистичної теорії міцності найбільш слабкої ланки до аналізу впливу концентрації напружень та масштабного фактора на опір втоми дозволило встановити, що параметри повних імовірнісних діаграм залежать від величини $\lg d/\phi$. Це означає, що зразки різних розмірів і рівнів концентрації напружень мають однакове співвідношення d/ϕ , тому повні імовірнісні діаграми втоми мають збігатися. У якості закону розподілу втомної довговічності краще взяти логарифмічно-нормальний закон. На підставі аналізу та зіставлення численних результатів випробувань приймають логнормальний закон – закон максимальних руйнівних напружень σ_{max} , а параметри розподілу $\bar{\sigma}_{max} \cdot S(\sigma_{max})$ є чітко вираженими функціями [7]

$$\lg(\bar{\sigma}_{max} - 26,3) = 1,65 - 0,41 \cdot \frac{\lg d}{\phi},$$

$$\lg(S(\bar{\sigma}_{max}) - 0,9) = 1,4 - \frac{\lg d}{\phi}. \quad .$$

Константи в цих рівняннях отримані для круглих гладких і з концентраторами напружень зразків зі сталі 45. Число 26,3 та 0,9 є значеннями σ_{max} та $S(\sigma_{max})$, до яких прагнуть ці величини при необмеженій напрузі.

Можлива побудова узагальнених рівнянь $\sigma_{max} = f(P, d/\phi)$, що визначають функції розподілу максимальних руйнівних напружень для даного матеріалу залежно від параметра.

Енергетичні теорії пов'язують явище втоми металів з пружним гістерезисом та кількістю енергії, яку поглинає метал в процесі роботи при циклічному навантаженні. Залучення енергетичних уявлень для аналізу процесу втомного руйнування призвело до встановлення ряду теоретичних залежностей критеріїв втоми від деяких параметрів, що характеризують статичну або циклічну міцність.

Один з видів співвідношення між границею витривалості σ_{-1} при симетричному вигині і параметрами, що характеризують «асиметричний цикл», є

$$\sigma_{-1}^2 = \sigma_a (\sigma_m + \sigma_a) ,$$

$$\sigma \downarrow (-1) \uparrow 2 = \sigma \downarrow \max \uparrow 2 - \sigma \downarrow \max \times \sigma \downarrow m ,$$

$$\sigma \downarrow (-1) \uparrow 2 = \sigma \downarrow \min \uparrow 2 + \sigma \downarrow m - 3\sigma \downarrow \min \times \sigma \downarrow m$$

де σ_a – амплітудне значення напруги;

σ_m – середнє значення циклу.

Однак, даних залежностей дотримуються не завжди. Більш надійними є залежності Серенсена-Кінашвілі.

Лашко, базуючись на сталість роботи руйнування, отримав наступну залежність між напруженням та числом циклів до появи тріщини в умовах симетричності циклу навантаження.

$$\frac{\sigma_a - \sigma_e}{\sigma_a - \sigma_k} = \frac{N}{N_0} ,$$

де σ_e – напруження, що характеризує міцність металу;

σ_k – напруження, при якому виникає залишкова деформація, здатна привести до порушення в суцільному тілі;

N_0 – число циклів, при якому поточне напруження досягає максимальної величини.

Гальцев вказав, що для кожного матеріалу в даному його стані мається гранична площа петлі гістерезиса, що визначає величину межі втоми [8]. Якщо той чи інший напруженний стан призводить до перевищення граничної площини петлі гістерезиса, то настає руйнування. Гранична площа гістерезиса залежить від умов випробувань.

Беняковський, ґрунтуючись на енергетичних уявленнях, вивів наступну залежність

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - K \times \ln(1 - e^{\alpha_2 \cdot N}) ,$$

де σ_{-1} – межа витривалості;

α_2 , K – коефіцієнти, що визначаються характерною міцністю обраного матеріалу.

Фрейденталь та Уейнер запропонували термічну теорію втоми, на основі якої утворення тріщин втоми пов'язується з виникненням «температурних сплесків», що виникають у смугах ковзання під дією циклічних напружень.

Іванова пропонує розрізняти в процесі втоми три періоди. У першому інкубаційний період, смуги ковзання в самому зерні ще не з'являються, у другому – в смугах ковзання з'являються субмікрокопічні тріщини, в третьому виникають макроскопічні тріщини, що призводять до руйнування зразка [9].

Як, правило відповідальні елементи конструкції мають кілька елементів кріплень, інколи дублюють функції один одного. При

огляді гідрогенератора-двигуна потужністю 215 МВт, були виявлені тріщини зварних швів кріплення упорів полюсів. У зв'язку з тим, що полюс розклинено в ободі ротора і утримується при статичному положенні силою тертя, однак при виході на робочий режим відбувається зменшення радіального натягу, після чого включається в роботу упор (рис. 2).



Рис. 2. Упор полюсів генератору

На підставі детального обстеження пошкоджень зварних швів було виявлено, що корінь шва не пошкоджений, а проведений втомний розрахунок показав, що використання вищевказаних упорів можливе протягом півроку без обмежень. Розвиток вищевказаних дефектів не торкнеться кореня шва.

Поведінку матеріалу під дією постійного навантаження не може характеризувати його опірності змінних навантажень. У цьому випадку спостерігається нове явище – втома металів. І щоб визначити опір матеріалів втомним руйнуванням, необхідно спеціальне випробування знакозмінним навантаженням.

Розрахункові дослідження

Провівши детальний теоретичний пошук властивостей вітчизняних роторів та їх світових аналогів було проведено розрахунки складнонапруженого стану ротору турбогенератору ТГВ-550-2МУЗ.

Бандажне кільце ротору, що є самим навантаженим елементом конструкції згідно умов експлуатації. Навантаження в окремих точках на критичних режимах якого можуть сягати межі текучості, а аварія призводить до повного виходу з ладу всієї машини.

На рис. 3 наведено складнонапружений стан бандажного кільця ротору турбогенератору потужністю 550 МВт, в якості матеріалу обрано сталь Р900. На рис. 4 представлена

навантаження при складнонапруженому стані кінцевої частини ротору.

При розрахунку були враховані навантаження від дії відцентрових сил з боку мідних котушок, теплові навантаження та посадка бандажного кільця. Отримані навантаження відповідають нормам, що до них пред'являються розрахунково-технічними матеріалами.

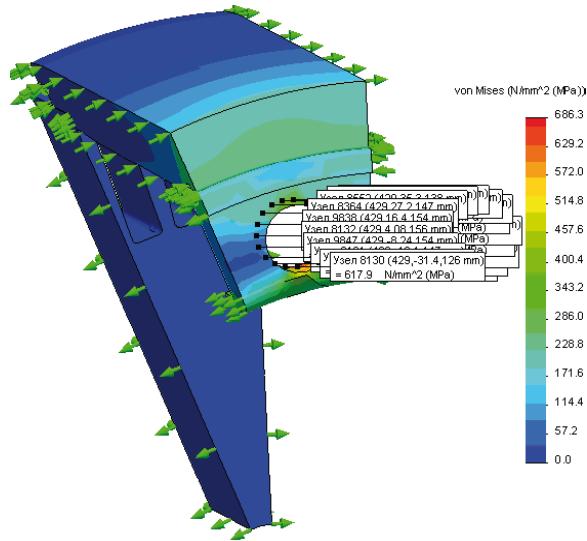


Рис. 3. Складнонапруженний стан бандажного кільця ротору

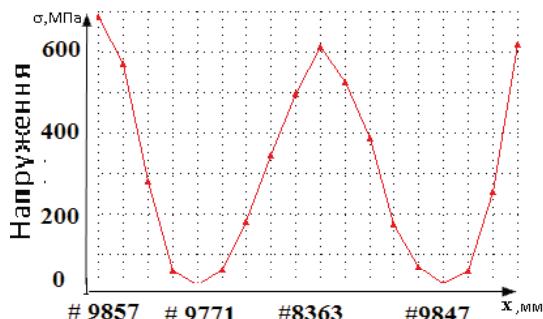


Рис. 4. Повузлові напруження турбогенератору

Максимальне напруження становить 687 МПа, при цьому коефіцієнт запасу складатиме $k = 686/687 = 1,0$.

Для забезпечення надійності конструкції проведено дослідження з оцінки складнонапруженого стану коробу турбогенератору потужністю 550 МВт, який відповідає кращим світовим стандартам. Слід зазначити, що вперше було проведено оптимізацію системи охолодження, що потребувала зміни тиску зі звичних 3 до 5 аті.

На рис. 5 представлено головний зразок турбогенератору на стенді заводу. Короба, де розташовані лобові частини стрижнів, виводи та

конструктивні елементи системи охолодження в процесі експлуатації кріпляться диференційними шпильками-пружинами, та витримують навантаження понад 100 т, що викликано надмірним тиском в корпусі статору.

Детальний аналіз отриманих результатів дозволив розробити конструкцію короба та підшипникових вузлів приставного типу. Серед отриманих результатів слід зазначити, що така конструкція дозволяє у найкоротший термін проводити ремонтні роботи по заміні активних елементів, без розборки всього корпусу машині.

Великі переміщення в окремих точках, не визивають пошкоджень (рис.6 та 7).



Рис. 5. Випробувальний стенд турбогенератору на стенді заводу ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»

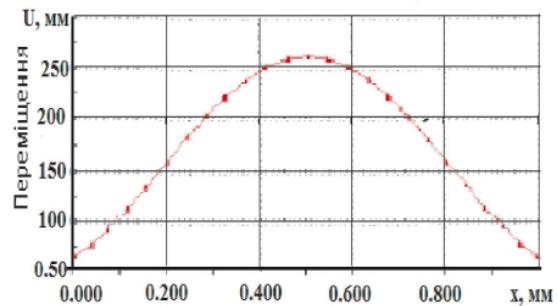
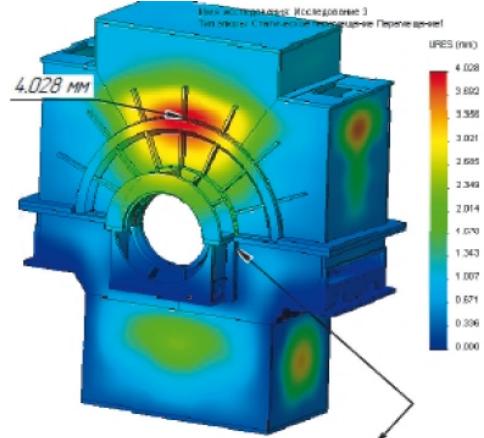


Рис. 6. Епюра переміщень

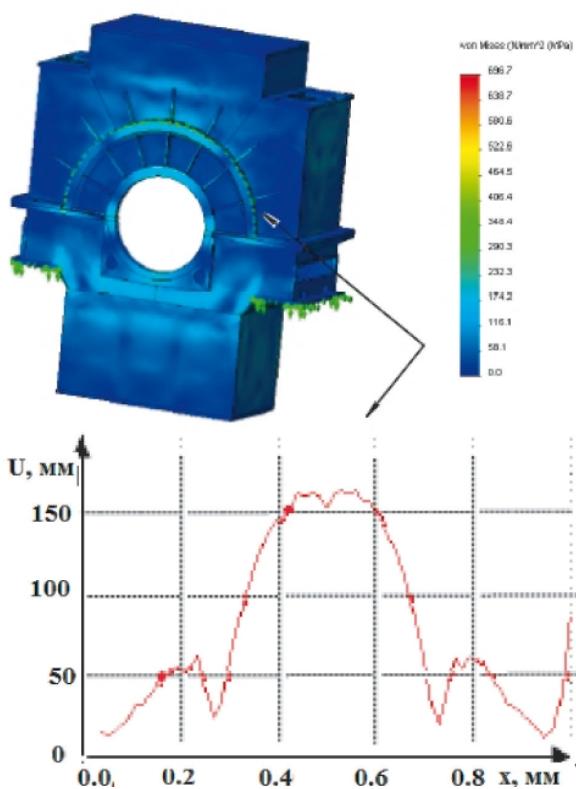


Рис. 7. Епюра напруженого стану

Висновки

Проведена робота з аналізу аварійних ситуації та розрахунку складнонапруженого стану найбільш напружених елементів дозволила зробити наступні висновки:

При проектуванні турбогенераторів великої потужності необхідно виконувати механічні розрахунки, що будуть враховувати теплові, електричні, та механічні навантаження, викликані дією відцентрових сил.

Розрахунок великих корпусних деталей та підшипниковых вузлів має враховувати не тільки сили, що викликані електричними

чинниками та дією маси основних деталей на конструкцію, а й сили від збитково тиску у корпусі.

Всі проведені розрахунки мають враховувати криві втомлюваності, а використовувана сталь має витримувати навантаження протягом 30 років.

Література

1. Видеман Е. Конструкция электрических машин [Текст] / Е. Видеман, В. Келленбергер. – Л. : Энергия, 1972. – 520 с.
2. ГОСТ 183-74. Машины электрические. Общие технические требования [Текст]. – Взамен ГОСТ 183-66 ; введ. 01.01.76. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 27 с.
3. Специальные электрические машины [Текст] / А. И. Бертинов, Д. А. Бут, С. Р. Мизюрин [и др.] – М. : Энергоиздат, 1982. – 552 с.
4. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин [Текст] / А. Е. Алексеев. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1958. – 427 с.
5. Брускин Д. Э. Электрические машины и микромашины [Текст] / Д. Э. Брускин, А. Е. Зорюхович, В. С. Хвостов. – М. : Высш. шк., 1990. – 528 с.
6. Важнов А. И. Электрические машины [Текст] / А. И. Важнов. – Л. : Энергия, 1974. – 840 с.
7. Вольдек А. И. Электрические машины [Текст] : учеб. / А. И. Вольдек. – Л. : Энергия, 1978. – 832 с.
8. Виноградов Н. В. Проектирование электрических машин [Текст] / Н. В. Виноградов, Ф. А. Горяинов, П. С. Сергеев. – М. : Энергия, 1969. – 632 с.
9. Гольдберг О. Д. Проектирование электрических машин [Текст] / О. Д. Гольдберг, Я. С. Гурин, И. С. Свириденко. – М. : Высш. шк., 1984. – 431 с.

Поступила в редакцию 31.05.2016

А. В. Третьяк, А. В. Сенецкий, А. Ю. Штуть, В. Н. Доценко, Е. С. Пятницкая.
Сложнонапряженное состояние деталей генераторов большой мощности

Проведен анализ случаев разрушения роторов генераторов, имеющих место в мировой практике эксплуатации энергетического оборудования. Подробно представлены стадии усталостного разрушения роторов генераторов. Рассчитана трехмерная модель наиболее напряженных элементов конструкции - бандажного кольца ротора и приставного короба. Впервые учтены тепловые и механические нагрузки, в разрезе всей конструкции. Выполнены расчеты сложнонапряженного состояния на примере ротора турбогенератора ТГВ-550-2МУЗ, для которого максимальные напряжения составляют 687 МПа.

Ключевые слова: турбогенератор, бандажное кольцо ротора, торсионный вал, усталостное разрушение, складнонапряженное состояние, моделирование, субмикро- и микротрецница, прочность.

Tretiak Oleksii, Senetskyi Oleksandr, Shut Olexandr, Dotsenko Vladimir, Pyatnitskaya Eugene.
Complicated stressed state of parts of high power generators

The analysis of cases of the generator rotor destruction, which took place in the world practice of power equipment operation. In details the stages of wearing out destruction of the generator rotors are presented in this article. The three-dimensional model of the most stressed design elements namely the retaining ring of the rotor and auxiliary attachable box is calculated.

For the first time taken into consideration the thermal and mechanical loads, to assess the complicated stressed state of the rotor retaining rings, which are the most loaded part of the design of Turbogenerators. A calculation of the complicated stressed state at the example of the rotor of Turbogenerator TGV-550-2MU3, for which the maximum stress is 687 MPa, at that the safety factor equals to one.

Key words: Turbogenerator, the rotor retaining ring, torsion shaft, wearing out destruction, complicated stressed state, modelling, sub-micro- and microcracke, strength.

О.П. БАДУН, С.А. ДЕШЕВЫХ, к.т.н. Я.Н. ИВАНОВ

ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЛАВАЮЩИХ КОЛЕЦ В КИСЛОРОДНЫХ НАСОСАХ

Рассмотрены применяемые типы уплотнений по буртам центробежного колеса насоса ТНА ЖРД, перекачивающего жидкий кислород. Выделена имеющаяся основная проблема отработки и конструирования уплотнений в данных насосах, заключающаяся в риске возгорания конструкции из-за возможного трения деталей ротора о детали статора. Предложен возможный путь ее решения, на основании анализа имеющейся статистической информации в КБ «Южное», полученной при специальных испытаниях плавающих колец, отработке ТНА с насосами жидкого кислорода, а также согласно результатам расчета деформации плавающих колец различных двигателей при моделировании их работы в составе насоса.

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, уплотнение, плавающие кольца, гидравлические силы, возгорание.

Введение

Надежность функционирования насоса в существенной степени зависит от совершенства уплотнительных устройств полостей с рабочими средами, имеющими различные физико-химические свойства. Уплотнения выполняют разнообразные функции: герметизируют различные полости насоса или уменьшают перетечки рабочей жидкости для повышения к.п.д. насоса.

В данной статье речь будет идти об уплотнениях по буртам центробежного колеса ТНА ЖРД (рис. 1.). Для уменьшения перетекания жидкости с выхода центробежного колеса на вход на дисках колеса выполняют бурты, на которые устанавливают контактные или бесконтактные уплотнения.

Контактные уплотнения выполняются из мягких материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами (графит, тefлон). Они уменьшают утечки из полости повышенного давления практически до нуля. Их недостаток – трудность подбора материала при использовании агрессивных компонентов или жидкого кислорода. Как правило, такое уплотнение выполняется по торцевой поверхности.

Бесконтактные уплотнения представляют собой различного типа щели (гладкие или лабиринтные), расположенные на буртах колеса.

Наиболее распространенное уплотнение по буртам колеса в насосах современных ЖРД – плавающие кольца (рис. 2.).

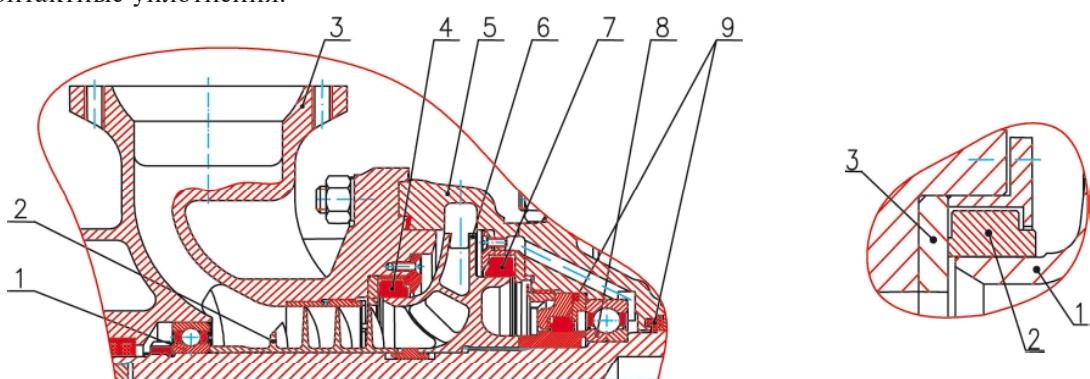


Рис. 1. Насос окислителя ЖРД РД-8:

1, 8 – подшипник; 2 – шнек; 3 – входной патрубок;
4 – переднее щелевое уплотнение; 5 – корпус; 6 – центробежное колесо; 7 – заднее щелевое уплотнение; 9 – уплотнения по валу полости гидрозатвора

Рис. 2. Плавающее кольцо на бурте центробежного колеса:

1 – бурт, 2 – плавающее кольцо, 3 – опорное кольцо

При не вращающемся колесе кольцо свободно лежит на бурте. Под действием гидростатических сил, возникающих при вращении колеса, кольцо всплывает, и перепадом давлений прижимается торцом к корпусу. При этом между буртом и кольцом устанавливается равномерный щелевой зазор. Для предотвращения износа поверхностей щели величина радиального зазора должна быть больше радиального биения бурта колеса.

Особенность использования такой конструкции уплотнения в кислородном насосе заключается в риске возгорания от разогрева при трении поверхностей кольца о бурт колеса. Возможность возгорания конструкции объясняется тем, что жидкий кислород при высоком давлении имеет низкую величину температуры воспламенения. Плавающее кольцо в насосе ЖРД испытывает большие нагрузки, связанные с температурными и механическими деформациями. Вследствие этого усилия взаимодействия между плавающим кольцом и буртом центробежного колеса могут увеличиться насколько, что возникнет трение между деталями с разогревом до высокой температуры.

Практика отработки кислородных насосов показала, что величина выделяющегося тепла достаточна для того чтобы поджечь плавающее кольцо и привести к аварии.

Целью статьи является анализ имеющихся конструкций плавающих колец и статистических данных, полученных при отработке кислородных насосов для определения особенностей проектирования и расчета колец, работающих в среде жидкого кислорода.

Постановка вопроса

Конструкция уплотнений центробежных колес с помощью плавающих колец не нова и давно применяется в насосах ТНА ЖРД. При этом в процессе работы такой конструкции плавающее кольцо неизбежно касается и трется о бурт центробежного колеса. К тому же до запуска двигателя кольцо лежит на бурте центробежного колеса, а с началом вращения «всплывает».

Конструкция насоса с плавающими кольцами успешно применяется во многих кислородных насосах ТНА двигателей, например РД-8, РД120 и др. Надежность их подтверждена сотнями успешных испытаний при их отработке и эксплуатации.

Вместе с тем, существующий опыт отработки кислородных двигателей показал, что обеспечение надежной работоспособности плавающих колец в кислородной среде является весьма серьезной проблемой, а положительные результаты работы уплотнения достигаются в

процессе большого объема экспериментальной отработки.

Во время отработки кислородного насоса двигателя РД-8 имели место случаи аварийного завершения испытаний по причине возгорания.

По результатам анализа параметров аварийных испытаний и дефектации материальной части сохранившихся деталей насосов было установлено, что во всех случаях возгорание происходило от сильного трения и разогрева металла на внутренней цилиндрической поверхности плавающих колец о бурт центробежного колеса.

При автономных испытаниях насосов, которые из соображения безопасности и удешевления проводят на воде, дефектов на плавающих кольцах замечено не было.

При проектировании данного насоса учитывался имеющийся опыт других КБ по разработке подобных насосов в части применяемых материалов и величины радиальных зазоров в щелевых уплотнениях. В конструкции насоса не применялись уплотнения, имеющие поверхности постоянного трения скольжения, способные привести к их разогреву. Плавающие кольца изготавливались из бронзы, а центробежное колесо из сплава с высоким содержанием никеля.

Величина диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях в конструкторской документации ТНА РД-8 была принята в пределах $2\delta = 0,15 \dots 0,20$ мм, что соответствует насосам аналогам.

Исходя из этого, появился вопрос, почему же в насосах аналогах проблемы возгорания насосов из-за плавающих колец нет, а в ТНА РД-8 она появилась?

Модель взаимодействия плавающего кольца и центробежного колеса

При большой мощности трения и низкой теплопроводности трущихся деталей в зоне контакта возможен локальный нагрев трущихся поверхностей до температуры их воспламенения.

Мощность трения определяется по формуле:

$$N_{TP} = f_T \cdot F_K \cdot V \quad (1)$$

где: f_T - коэффициент трения;

F_K - прижимающая сила;

V - скорость скольжения.

Как видно из формулы 1, при применении одних и тех же материалов на величину мощности трения влияют прижимающая сила и скорость скольжения.

Однако скорость скольжения имеет значение только в случае трения поверхностей. Окруж-

ная скорость вращения поверхности бурта в щелевом уплотнении в насосе окислителя ТНА двигателя РД120, где не было случаев возгорания, составляет $V \approx 200$ м/с, а в двигателе РД-8 – $V \approx 112$ м/с.

Поэтому главной задачей является поиск причин появления прижимающей силы между трущимися деталями и методов снижения ее величины.

Трение поверхностей вращающегося ротора о неподвижные поверхности статора, мощность которого может достигать больших значений из-за увеличения прижимающей силы, может происходить при увеличении радиального биения ротора больше величины радиального зазора, а также при местном перекосе осей ротора и статора в зоне щелевых уплотнений, при котором радиальный зазор исчезает.

Причины, как радиального биения ротора, так и перекоса осей ротора и статора могут быть различны. Среди них температурные и силовые деформации, жесткость конструкции, податливость опор, несбалансированность ротора, влияние других элементов двигателя на ТНА и т.д.

Для выяснения состоятельности каждой причины проводились проверочные расчеты и конструктивные изменения (см. следующий раздел).

Рассматривались и другие возможные причины появления большой радиальной прижимающей силы на плавающем кольце. При этом обратили внимание на причину увеличения радиальной силы в плунжерной паре золотника гидравлических агрегатов [1]. На плунжер золотника действуют неуравновешенные радиальные (боковые) усилия, вызванные несимметричным распределением давления жидкости в рабочем зазоре, которые прижимают плунжер к втулке и приводят к гидравлическому защемлению. Любое нарушение цилиндричности поверхностей втулки и плунжера при эксцентричном положении или перекосе осей вызовет появление неуравновешенных радиальных сил, стремящихся сместить плунжер к той или иной стороне поверхности втулки. Градиент давления жидкости при этом будет различным в диаметрально противоположных сторонах по длине плунжера.

При приходе плунжера в контакт с втулкой, боковая сила будет максимальной.

Однако, течение в щели и относительные геометрические размеры в плунжерной паре и в щелевом уплотнении с плавающим кольцом значительно отличаются. Отношение длины щели к его диаметру в плавающем кольце в 100 раз меньше, чем в плунжерной паре, а внутренняя цилиндрическая поверхность вращается. Поэтому было не известно, может ли появляться неуравновешенная радиальная сила

на плавающих кольцах, применяемых в ТНА, из-за несимметричного распределения давления в рабочем зазоре при перекосах и до какой величины она может увеличиваться.

Для выявления возможности появления и определения величины прижимающей радиальной силы на плавающем кольце были проведены специальные экспериментальные исследования с перекосом плавающих колец.

Результаты испытаний насосов с перекосом плавающих колец

Испытания проводились с использованием материальной части насоса окислителя ТНА двигателя РД-8 при номинальной частоте вращения $n = 29000$ об/мин. При этом окружная скорость вращения цилиндрической поверхности бурта колеса составляла $u_1 = 112$ м/сек и $u_2 = 140$ м/сек соответственно переднего и заднего уплотнений, а перепад давления $\Delta P_{\text{ш}1} = 120$ кгс/см² и $\Delta P_{\text{ш}2} = 110$ кгс/см².

Для получения перекосов были расточены опорные кольца плавающих колец под углом таким образом, чтобы на них образовались торцевые биения Δx_1 на наружном диаметре торца d_n величиной: 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,5 мм. Это привело к соответствующему увеличению угла перекоса φ .

Схема расположения плавающего кольца и распределение сил при его перекосе относительно бурта колеса приведена на рис. 3.

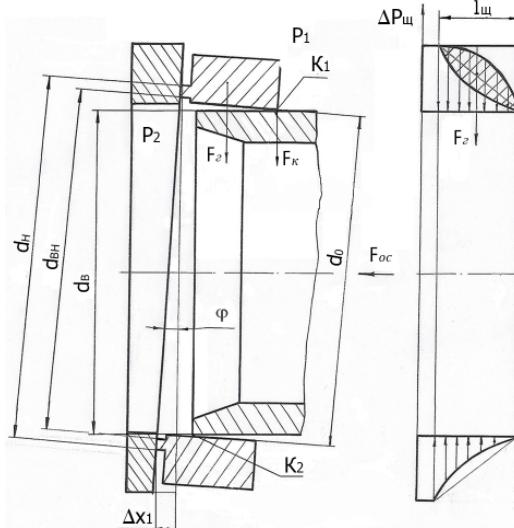


Рис. 3. Схема распределения сил при перекосе плавающего кольца

$d_H - d_{BH}$ – наружный и внутренний диаметры уплотняющего торца плавающего кольца, d_B – диаметр вала, d_0 – внутренний диаметр плавающего кольца, l_{III} – длина щели, ΔX_1 – торцевое биение на диаметре d_H , $K_1 - K_2$ – точки контакта плавающего кольца при перекосе, φ – угол перекоса, $P_1 - P_2$ – давление на входе и на выходе из щели, $\Delta P_{\text{ш}}$ – перепад давлений на щели, F_r – гидростатическая радиальная сила, F_K – прижимающая сила, $f_{T1} - f_{T2}$ – коэффициенты трения плавающего кольца

Плавающие кольца изготавливались с различной величиной диаметров контактного торца, определяющих величину осевой силы на кольце.

Основным критерием оценки наличия радиальной прижимающей силы является факт появления характерных следов трения на плавающем кольце и на бурту колеса. Плавающие кольца перед каждым испытанием устанавливались новые. Цилиндрические хромированные поверхности буртов колеса зачищались до исходной чистоты при сборке каждого насоса перед очередным испытанием.

На рис.4 и 5 представлены изображения следов натирания и износа на развертке внутренней цилиндрической поверхности плавающих колец переднего и заднего уплотнений, полученные на испытаниях, при различной силе осевого прижатия F_{OC} плавающего кольца к уплотняющей поверхности.

Было выявлено, что при перекосах с биением торца 0,4-0,6 мм на переднем плавающем кольце и 0,6 мм на заднем, появляются четкие следы натирания медно-красного цвета с почечнением. Следы натирания на поверхностях колец

$2\delta_1$	№ кольца	F_{OC}	Перекос ММ
0,17	32	$F_{OC}=615$ кгс	>0,4
0,18	38	$F_{OC}=615$ кгс	0,4
0,263	71	$F_{OC}=615$ кгс	0,4
0,28	22	$F_{OC}=394$ кгс	0,4
0,21	A6	$F_{OC}=394$ кгс	0,4
0,28	028	$F_{OC}=394$ кгс	0,4
0,28	021	$F_{OC}=394$ кгс	0,6

Рис. 4. Развертка переднего плавающего кольца со следами износа

$2\delta_1$	№ кольца	F_{OC}	Перекос ММ
0,157	117	$F_{OC}=414$ кгс	0,4
0,224	108	$F_{OC}=414$ кгс	0,4
0,224	124	$F_{OC}=414$ кгс	0,6
0,224	113	$F_{OC}=414$ кгс	0,6
0,204	118	$F_{OC}=414$ кгс	0,4
0,2	C8	$F_{OC}=496$ кгс	0,6
0,22	C6	$F_{OC}=414$ кгс	0,6

Рис. 5. Развертка заднего плавающего кольца со следами износа

имеют вполне определенную, характерную форму и место расположения.

Если кольцо не проворачивалось, след шириной до ~ 4 мм расположен на части дуги окружности до $\sim 90^\circ$ с уменьшением длины и глубины следа по ширине кольца со стороны входа в щель. Если кольцо проворачивалось, то на его внутренней поверхности следы трения образуются на большей длине или по всей окружности в виде узкой блестящей полоски не только на входе в щель в зоне точки К1, но и на выходе из щели в зоне точки К2 (см. рис. 3). На бурте колеса образуется след трения с налипанием бронзы почти по всей окружности шириной до 2 мм со стороны входа в щель. При этом след трения на заднем бурте представляет собой ровную полоску по всей окружности, а на переднем — след натира переменной ширины с шестью пучностями, с уширением от 1 мм до 2 мм. Пучности равнорасположены по окружности и объясняются, очевидно, переменной жесткостью переднего бурта, обусловленной примыкающими изнутри шестью лопастями крыльчатки. Под действием радиальной силы цилиндрический бурт стальной крыльчатки толщиной ~ 4 мм прогибается между лопатками и след натира в этих местах слабее, чем над лопатками. Это свидетельствует о значительной величине радиальной силы прижатия плавающего кольца к бурту колеса, способной заметно его деформировать.

Таким образом, было выявлено, что при перекосе плавающего кольца образуется неуравновешенная гидростатическая радиальная сила, способная сдвинуть кольцо и прижать его к бурту колеса с достаточно большой силой, которая может привести к значительным натирам.

Механизм образования гидростатической радиальной силы такой же, как и в плунжерной паре [1], [2]. При перекосе осей цилиндрических поверхностей, образующих радиальную щель, геометрия щели искажается (см. рис. 3). В щели появляются диффузорный и конфузорный участки на диаметрально противоположных дугах окружности. На участке дуги окружности с диффузорностью среднее давление в щели меньше (вогнутая эпюра давления по длине щели), чем на участке дуги окружности с конфузорностью (выпуклая эпюра давления).

Неравномерность распределения давления в щели приводит к возникновению радиальной гидростатической силы, способной переместить плавающее кольцо и прижать его к бурту центробежного колеса. В момент контакта радиальная сила прижатия увеличивается до максимальной величины.

Результаты исследования и способ решения проблемы возгорания

Как было показано в предыдущем разделе, при специальных экспериментальных исследованиях установлено, что гидростатическая радиальная сила на плавающих кольцах, которая образуется при перекосах осей, может быть причиной возгорания конструкции насоса. Следовательно, нельзя допускать перекоса плавающих колец. Однако, это требование трудно выполнить в реальной конструкции ТНА, к которой предъявляются требования минимального веса, а несимметричные корпусные детали и узлы насоса жидкого кислорода, примыкающие к корпусу газовой турбины, несут большие силовые и температурные нагрузки, близкие к предельно допустимым.

Наиболее эффективным методом устранения негативного влияния перекоса плавающих колец является выполнение формы щели конфузорной, т.е. суживающейся в направлении низкого давления [1], [2]. Известно, что при конфузорной форме щели гидростатическая радиальная сила на плавающем кольце при перекосах не образуется [2], и, следовательно, устраняется причина возгорания из-за трения плавающего кольца.

К примеру, плунжерной паре рекомендуется выполнение искусственной конфузорности щели в пределах $0,2\delta$, где δ — величина名义ального радиального зазора.

Нужно иметь в виду, что конфузорная форма кольцевого зазора приводит к уменьшению гидравлического сопротивления и увеличению утечек, но их величина меньше, чем при увеличении диаметрального зазора плавающего кольца.

С целью проверки работоспособности плавающих колец с конфузорной формой кольцевого зазора были проведены испытания насоса с плавающими кольцами с конической расточкой. Кольца устанавливались с перекосом, с торцовыми биением 0,4 мм и 0,6 мм на переднем и заднем бурту соответственно. Были опробованы кольца с конической и цилиндрической расточкой, выполненной на половине ширины кольца с увеличением зазора на входе в щель. Угол конуса был $\phi \geq 0^\circ 40'$, а диаметральные зазоры 0,16 и 0,17 мм. Испытания насосов с такими кольцами при их перекосе на угол $\approx 0^\circ 17'$ и $\approx 0^\circ 21'$ показали, что следы трения не образуются. Радиальная сила не возникала, либо была меньше силы трения по торцу.

Известны конструкции деформируемых плавающих колец, в которых конфузорная форма щели обеспечивается автоматически за счет упругой деформации кольца под действием перепада давления, изменяющегося по длине щели. [2]

Необходимую величину упругой деформации плавающего кольца можно получить уменьшением жесткости кольца путем уменьшения его толщины или изменения конфигурации его сечения.

Этот способ во многих случаях предпочтителен, т.к. устраняет необходимость изготовления специальных колец с конической расточкой, контроль которых создает определенные трудности.

Так отсутствие случаев возгорания кислородных насосов двигателя РД120 объясняется тем, что достаточной величины конфузорность щели в данных насосах обеспечивается автоматически под действием перепада давления.

В результате расчетов деформаций плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120 определено, что радиальный зазор на входе в щель существенно больше, чем на выходе из щели (см. табл.1-2). В табл. 2 конусность была рассчитана как:

$$K_{\delta} = \frac{\delta_{\text{вх}} - \delta_{\text{вых}}}{\delta_{\text{вх}}} \quad (2)$$

где $\delta_{\text{вх}}$ – зазор при работе на входе в щель;
 $\delta_{\text{вых}}$ – зазор при работе на выходе из щели.

Заключение

1. Экспериментально показано, что при перекосе плавающего кольца образуется гидростатическая радиальная сила, прижимающая колесо к бурту колеса.

2. Конфигурацию и размеры плавающего кольца необходимо выбирать с учетом расчетного анализа упругой деформации плавающих колец различных типоразмеров.

3. Конфузорность цилиндрической щели позволяет плавающему кольцу самоустанавливаться концентрично бурту центробежного колеса и тем самым снижает риск возгорания.

Таблица 1

Деформации плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120

Параметр	Перепад давления	Начальный зазор	Зазор при работе		Изменение зазора	
			на входе	на выходе	на входе	на выходе
Обозначение	ΔP	δ	$\delta_{\text{вх}}$	$\delta_{\text{вых}}$	$\Delta\delta_{\text{вх}}$	$\Delta\delta_{\text{вых}}$
Размерность	кгс/см ²	мм	мм	мм	мм	мм
Переднее кольцо	196	0,19	0,206	0,110	$\uparrow 0,016$	$\downarrow 0,08$
Заднее кольцо	245	0,2645	0,2865	0,1457	$\uparrow 0,022$	$\downarrow 0,1188$

Таблица 2

Изменение зазоров и углы перекоса плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120

Параметр	Угол перекоса	Разница зазоров на входе и выходе	Конусность
Обозначение	φ	Δx	k_{δ}
Размерность	градус	мм	□
Переднее кольцо	0,358	0,096	0,466
Заднее кольцо	0,483	0,1408	0,491

Литература

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т.М.Башта.– М.: Машиностроение, 1971.– 336 с.

2. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин [Текст] / В.А.Марцинковский.– М.: Машиностроение, 1980.– 200 с.

Поступила в редакцию 12.05.2016

О.П. Бадун, С.О. Дешевих, к.т.н. Я.М. Иванов. Особливості застосування плаваючих кілець в кисневих насосах

Розглянуто типи ущільнень, що застосовуються для герметизації по буртам відцентрового колеса насосу, який перекачує рідкий кисень. Виділена існуюча основна проблема відпрацювання та конструктування ущільнень в даних насосах, що пов'язана з ризиком спалаху конструкції внаслідок можливого тертя деталей ротора о деталі статора. Запропоновано імовірний шлях вирішення проблеми, на основі аналізу статистичної інформації, що знаходиться в КБ «Південне», отриманої під час спеціальних випробувань плаваючих кілець, відпрацювані ТНА з насосами рідкого кисню, а також згідно результатів плаваючих кілець різних двигунів під час моделювання їх роботи в складі двигуна.

Ключові слова: РРД, ТНА, насос, ущільнення, плаваючі кільца, гідравлічні сили, спалах.

O.P. Badun, S.A. Deshevuh, Y.N. Ivanov Special aspects of the use of floating rings in oxygen pumps

Applied seal types on shoulders of the impeller of the oxidizer pump of LRE TP were examined. It was identified the available basic problem of the seals development and design in the given pumps, consisting in the risk of the design ignition owing to the probable friction of rotor parts against stator parts. It was suggested the possible solution to this problem, based on the analysis of the statistical information available in «Yuzhnoye» SDO, obtained during special testing of floating rings and development of TP with oxidizer pumps, as well as according to the results of the deformation analysis of floating rings of various engines at simulation of their operations in the pump composition.

УДК 621.452.3:681.51

С. И. СУХОВЕЙ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА В НАРУЖНОМ КОНТУРЕ ТРДДФ ПРИ ДОВОДКЕ САУ

В процессе создания и доводки САУ ТРДДФ был выполнен синтез двух вариантов алгоритма регулирования степени повышения давления вентилятора в наружном контуре (π_{b2}) ТРДДФ. Проведен анализ преимуществ и недостатков этих алгоритмов по результатам стендовых испытаний. Показано, что вариант алгоритма с формированием промежуточной заданной площади сечения сопла и последующим формированием тока управления ($\pi_{b2} \rightarrow F_c \rightarrow I$) проще и удобней в доводке, так как позволяет независимо выполнять подстройку контура $F_c \rightarrow I$. Однако лучшие динамические свойства обеспечил вариант алгоритма с формированием тока управления непосредственно по π_{b2} ($\pi_{b2} \rightarrow I$).

Ключевые слова: САУ ТРДДФ, контур регулирования π_{b2} , динамические свойства САУ.

Введение

В настоящее время предъявляются высокие требования к динамике ГТД. Эти требования обусловлены необходимостью обеспечения высоких уровней безопасности, а также эксплуатационных и тактико-технических характеристик летательных аппаратов [1,2]. Сложность обеспечения высоких динамических характеристик ГТД существенным образом зависит от типа двигателя. По сумме высоких требований к динамике и сложности их реализации, обусловленной особенностями рабочего процесса, бесспорным лидером является ТРДДФ на форсажных режимах. Сложность регулирования обусловлена наличием трех контуров управления, оказывающих взаимное влияние друг на друга.

Режим работы газогенератора определяется приведенной частотой вращения ротора вентилятора или степенью повышения давления в компрессоре π_K^* , которые регулируются за счет изменения расхода топлива в основной камере сгорания (ОКС). Контур, регулирующий подачу топлива в форсажную камеру сгорания (ФКС) и определяющий дополнительную тягу на форсированных режимах - разомкнутый. Процесс горения в ФКС оказывает существенное влияние на работу газогенератора. Работа контура, парирующего влияние ФКС на газогенератор,

основана на поддержании степени понижения давления в турбине π_T [3, 4] или π_{b2} за счет изменения площади критического сечения сопла. Этот контур ограничивает динамику форсажных режимов, так как его исполнительным устройством является регулируемое реактивное сопло, динамика которого уступает динамике дозаторов форсажного топлива. На приемистости динамика контура регулирования π_{b2} оказывает существенное влияние на формирование тяги и сохранение запасов газодинамической устойчивости вентилятора.

Для синтеза САУ ТРДДФ в классической теории управления использовалась концепция спектрального разделения, а современная теория управления предлагает возможность создания многомерных систем [5]. Второй подход позволяет улучшить качество системы, но ведет к существенному, в некоторых случаях неоправданному, ее усложнению.

В данной работе рассмотрены два варианта построения контура регулирования π_{b2} ТРДДФ методами классической теории управления, которые были разработаны в процессе создания и доводки САУ.

1. Алгоритм $\pi_{b2} \rightarrow F_c \rightarrow I$

На рис. 1 приведена схема алгоритма управления с внутренней обратной связью. В этом

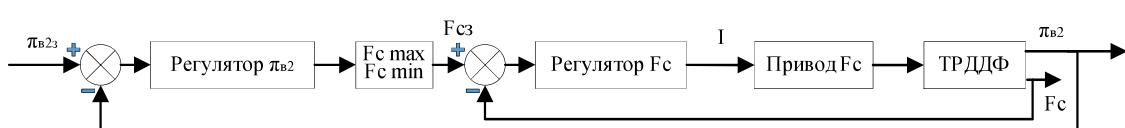


Рис. 1. Алгоритм регулирования π_{b2} с внутренней обратной связью ($\pi_{b2} \rightarrow F_c \rightarrow I$)

варианте алгоритма «Регулятор π_{B2} » формирует заданную площадь сечения сопла F_{c3} по рассогласованию π_{B2} , которую после блока ограничения отрабатывает «Регулятор F_c », формируя управляющий ток на привод сопла по рассогласованию заданной F_{c3} и измеренной F_c площади сопла.

Очевидным преимуществом такого алгоритма является простота реализации ограничения максимальной $F_{c \max}$ и минимальной $F_{c \min}$ площади сечения сопла для исключения механических ударов элементов конструкции об ограничители. Это обеспечивается блоком ограничения заданной площади сопла F_{c3} , установленным после «Регулятора π_{B2} ».

Синтез контура с использованием математических моделей ТРДДФ и исполнительных устройств показал, что для обеспечения необходимой точности ограничения площади реактивного сопла и поддержания требуемой точности π_{B2} основной и внутренний контуры должны быть астатическими. Однако это не обеспечивало требуемой точности поддержания π_{B2} в динамических процессах при работе форсажной камеры сгорания. Это проблему удалось решить путем введения коррекции F_{c3} по темпу изменения форсажного топлива (рис. 2).

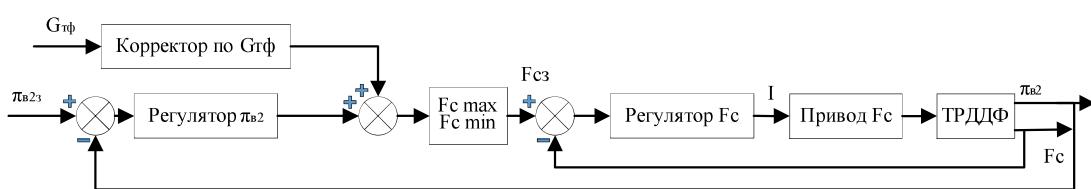


Рис. 2. Алгоритм регулирования π_{B2} с внутренней обратной связью ($\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$) и коррекцией по темпу изменения G_{tf}

При отработке на полунатурном стенде контура стабилизации F_c («Регулятора F_c ») набор гидроцилиндров двигателя заменялся одним эквивалентным, а воздействие сворок сопла – нагрузочным устройством. Очевидно, что такие существенные отличия от штатного варианта системы не позволили учесть всех особенностей реальной системы.

Предложенная структура алгоритма дала возможность при доводке САУ уточнить регулировки контура стабилизации площади сопла, основываясь на результатах отработки заданной площади сечения реактивного сопла F_{c3} . В такой структуре особенности динамики контуров были учтены в индивидуальных настройках каждого регулятора.

Для обеспечения максимальных динамических свойств системы в процессе доводки на моторном стенде были выполнены работы по уточнению коэффициентов усиления контура стабилизации площади сопла и настроек

алгоритма, парирующего зону нечувствительности.

В целом, предложенный алгоритм обеспечил все необходимые эксплуатационные свойства двигателя, однако был чувствителен к отклонению свойств экземпляров исполнительных устройств и двигателей при их замене. Для обеспечения высокой динамики в ряде случаев требовалась индивидуальная подстройка алгоритма для экземпляра двигателя.

Резервом для обеспечения робастности такого алгоритма является исключение одного из двух последовательно расположенных интегрирующих звеньев в регуляторах, каждое из которых дает задержку по фазе.

2. Алгоритм $\pi_{B2} \rightarrow I$

Для исключения одного интегрирующего звена был выполнен переход к управлению π_{B2} посредством формирования тока управления, минуя F_c ($\pi_{B2} \rightarrow I$). Схема такой системы приведена на рис. 3.

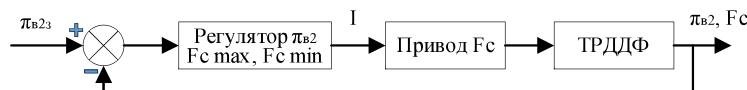


Рис. 3. Алгоритм регулирования π_{B2} посредством формирования тока управления I ($\pi_{B2} \rightarrow I$)

Для ограничения площади сопла параллельно контуру регулирования π_{B2} были введены контуры $F_{c \max} \rightarrow I$ и $F_{c \min} \rightarrow I$.

В таком варианте системы формируется три контура: регулирования π_{B2} , ограничения максимальной и минимальной площади

сечения сопла. Каждый контур – астатический ПИ-регулятор. Переключение контуров осуществляется по результату сравнения пропорциональных компонент регуляторов с последующим интегрированием. Результат

выбора контролируется по значению переменной N , которая принимает значения от 1 до 3. На рис. 4 приведена структурная схема регулятора.

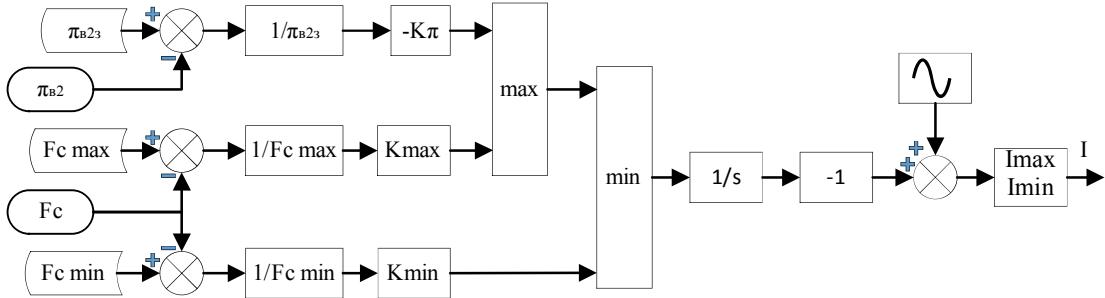


Рис. 4. Структурная схема регулятора π_{B2} , F_c max, F_c min с логикой переключения контуров

3. Отработка алгоритмов при стендовых испытаниях ТРДДФ

Доводка алгоритмов была выполнена в процессе стендовых испытаний двигателя. За время стендовых испытаний отработка выполнялась на нескольких экземплярах двигателя с различным набором исполнительных устройств, что позволило оценить работоспособность алгоритмов.

Для данного типа двигателя регламентируются три вида приемистости: малый газ (МГ) – максимальный режим (Макс), Макс – полный форсаж (ПФ) и МГ-ПФ. Доводка алгоритмов осуществлялась в процессе последовательной отработки всех видов приемистостей при неизменных настройках контуров, формирующих расход топлива в ОКС.

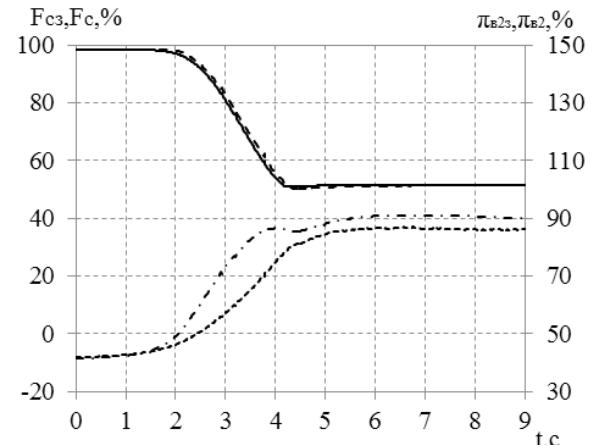
На рис. 5 приведены результаты отработки приемистости МГ-Макс с первым вариантом алгоритма, а на рис. 6 – со вторым.

Как следует из нижнего графика рис. 6, б в процессе приемистости МГ-Макс сопло перемещалось из положения максимального упора ($N = 2$) в положение минимального упора ($N = 3$), а в промежутке поддерживалось заданное значение π_{B23} ($N = 1$). Время перекладки сопла между граничными значениями на приемистости со вторым вариантом алгоритма составило 1.5 с, что на 1 с меньше, чем с первым вариантом. Во втором случае в течение примерно 0.9 с движение происходило при максимальном токе управления, в то время как в первом случае ток не превышал 40%. Оба переходных процесса имели близкое рассогласование по π_{B2} . Полного согласования по π_{B2} не наступило и по завершению переходного процесса, так как сопло находилось на нижнем граничном значении F_c min.

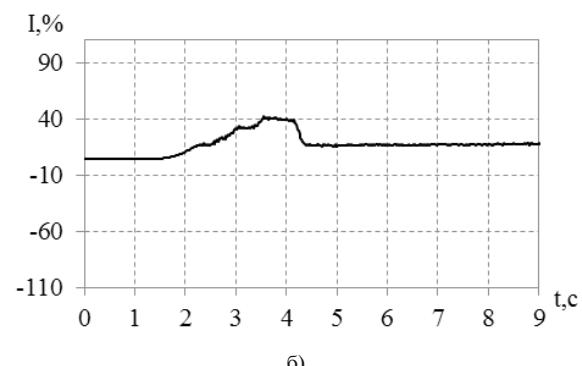
На верхнем графике рис. 5, а видно, что в ходе приемистости фактическое значение площади сопла принимало значения меньше F_c min. Имело место перерегулирование. Исключить его без потери динамики в области

регулирования π_{B2} в данной структуре не представлялось возможным.

В регуляторе $\pi_{B2} \rightarrow I$ удалось обеспечить работу контуров ограничения F_c max, F_c min без перерегулирования (верхний график на рис. 6, а). Скорость приближения к граничным значениям регулировалась настройками соответствующих контуров (рис. 4) и не затрагивала динамику контура регулирования π_{B2} .



а)



б)

Рис. 5. Приемистость МГ-Макс
(алгоритм $\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$): а) F_c , π_{B23} ; б) I

Приемистость МГ-ПФ отрабатывалась после доводки приемистостей МГ-Макс и Макс-ПФ. На рис. 7, 8 приведены изменения параметров в процессе приемистости МГ-ПФ для вариантов алгоритма $\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$ и $\pi_{B2} \rightarrow I$.

В процессе приемистости сопло переходило из полностью открытого положения в закрытое, а после розжига ФКС при увеличении расхода форсажного топлива открывалось. С первым вариантом алгоритма сопло не успевало достичь нижнего упора в процессе приемистости до розжига ФКС. Со вторым вариантом алгоритма сопло в течение одной секунды находилось на минимальном упоре. Это обусловлено тем, что динамика сопла по поддержанию π_{B2} во втором случае была выше. В завершающей стадии приемистости, когда сопло находилось на минимальном упоре, рассогласование по π_{B2} определялось только динамикой ротора вентилятора. В этом случае фактическое π_{B2} определялось частотой вращения вентилятора n_B , а заданное значение π_{B23} рассчитывалось по n_B .

Согласование по π_{B2} наступило во втором случае за 3 с, а в первом - за 5 с.

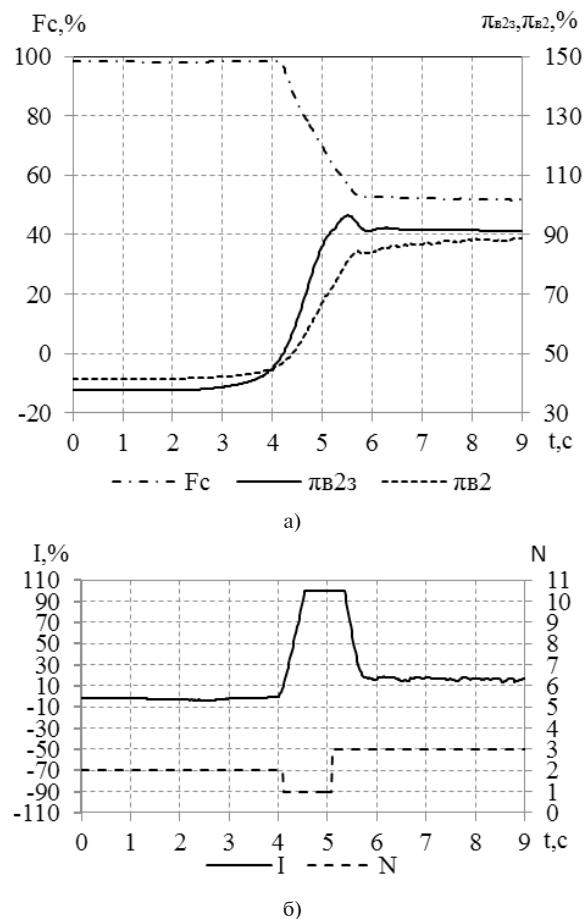


Рис. 6. Приемистость МГ-Макс
(алгоритм $\pi_{B2} \rightarrow I$): а) F_c , π_{B2} ; б) I , N

Несмотря на то, что при использовании второго варианта алгоритма диапазон изменения площади сопла шире, динамика выше, перeregулирование на завершающей стадии процесса приемистости существенно ниже по сравнению с первым вариантом алгоритма. За счет повышения запасов устойчивости необходимость в индивидуальной подстройке алгоритма $\pi_{B2} \rightarrow I$ для других экземпляров двигателя и при замене исполнительных устройств существенно снизилась.

Заключение

Для ТРДДФ на форсажных режимах важной задачей является обеспечение неизменного режима работы газогенератора при изменении режима работы ФКС. Для решения этой задачи в САУ двигателей вводится контур, регулирующий один из параметров газогенератора (обычно это π_t или π_{B2}) за счет изменения площади критического сечения сопла.

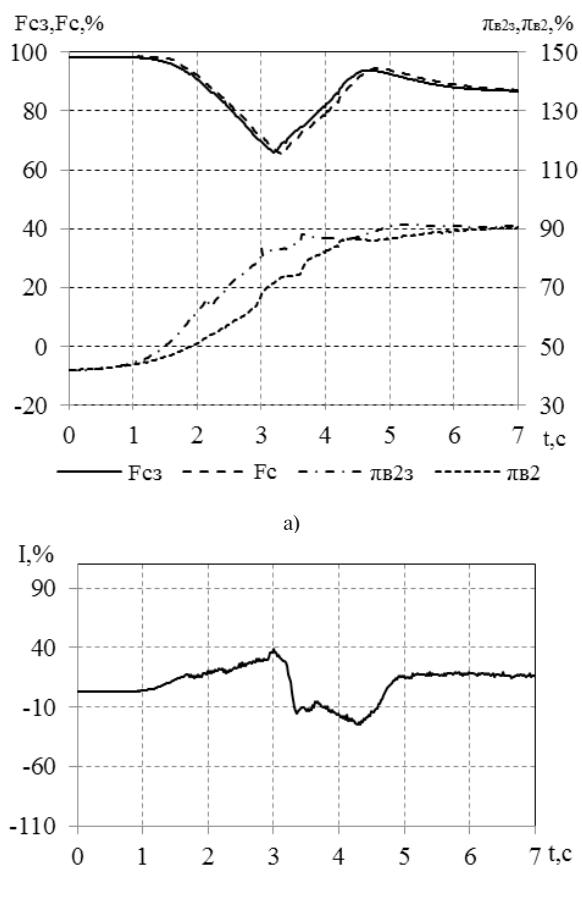


Рис. 7. Приемистость МГ-ПФ
(алгоритм $\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$): а) F_c и π_{B2} ; б) I

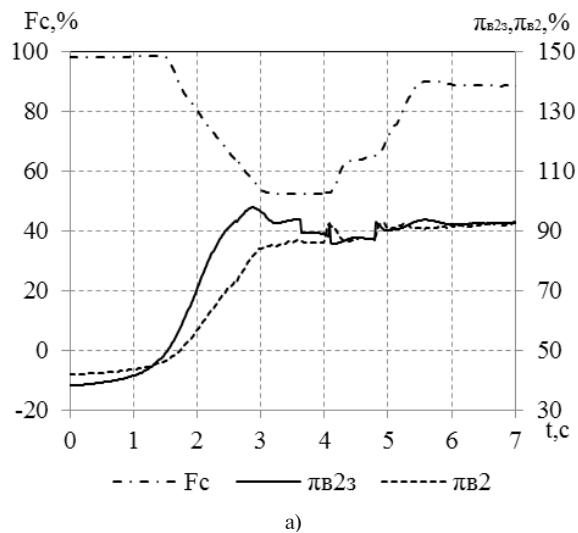
Этот контур определяет динамику сопла на приемистости, а это существенно влияет на характер изменения тяги и запасов газодинамической устойчивости вентилятора.

Учитывая высокие требования к приемистости такого типа двигателей, необходимо обеспечить высокую динамику контуров регулирования π_t или π_{B2} .

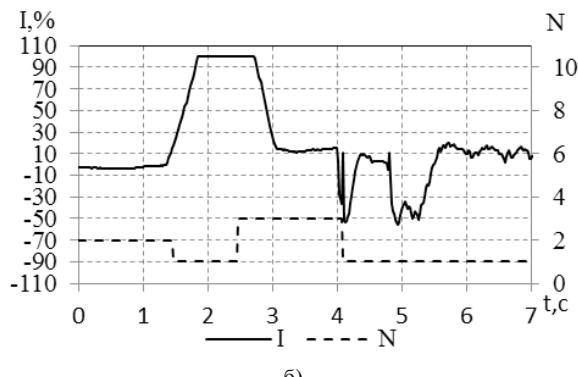
В данной статье изложен опыт разработки и доводки контура регулирования π_{B2} ТРДДФ.

Последовательно было разработано и внедрено два варианта алгоритма: $\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$ и $\pi_{B2} \rightarrow I$. Оба алгоритма обеспечили работу двигателя в соответствии с требованиями технического задания при стендовых и летных испытаниях.

Преимущество первого варианта алгоритма – простота реализации законов ограничения максимальной и минимальной площади критического сечения сопла, а также возможность автономной отладки контура $F_c \rightarrow I$ с последующей отладкой контура $\pi_{B2} \rightarrow F_c \rightarrow I$.



a)



б)

Рис. 8. Приемистость МГ-ПФ (алгоритм $\pi_{B2} \rightarrow I$):
а) F_c, π_{B2} ; б) I, N

Второй вариант алгоритма обеспечил улучшение динамики и робастности контура регулирования. Возможность регулирования момента переключения контуров и скорости подхода к граничным значениям площади сопла исключила перерегулирование и возможные удары о механические упоры при ограничении минимальной и максимальной площади сопла. В этой структуре стала возможна независимая настройка контура регулирования π_{B2} . Следует отметить, что в этом варианте алгоритма использовались параметры, полученные при автономной отладке контура $F_c \rightarrow I$.

Литература

1. Jaw Link C. Aircraft engine control : Design, System analysis, and Health Monitoring [Text] / Link C. Jaw, Jack D. Mattingly // AIAA Education Series. – 2009. – 361 с.
2. Richter Hanz. Advanced Control of Turbofan Engines [Text] / Hanz Richter // Springer-Verlag New York Inc. – 2014. – 266 с.
3. Черкасов Б. А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей [Текст] : учеб. для вузов / Б.А. Черкасов – М. : Машиностроение, 1988. – 360 с.
4. Синяков А. Н. Системы автоматического управления ЛА и их силовыми установками [Текст] : учеб. для вузов / А. Н. Синяков, Ф. А. Шаймарданов – М. : Машиностроение, 1991. – 320 с.
5. Spang III, H. A. Control of Jet Engines [Text] / H. A. Spang III, H. Brown // Control Engineering Practice 7, Elsevier Science Ltd. – 1999. – C. 1043-1059.

Поступила в редакцию 12.05.2016

С.І. Суховій. Покращення динаміки регулювання ступеня підвищення тиску вентилятора в зовнішньому контурі ТРДДФ під час доведення САК

Під час створення і доведення САК ТРДДФ було виконано синтез двох варіантів алгоритму регулювання ступеня підвищення тиску вентилятора в зовнішньому контурі ($\pi_{\theta 2}$) ТРДДФ. Проведено аналіз переваг та недоліків алгоритмів за результатами стендових випробувань. Показано, що алгоритм, в якому формування проміжної заданої площини сопла з подальшим визначенням току керування ($\pi_{\theta 2} \rightarrow F_c \rightarrow I$) простіший та більш придатний для доведення, оскільки дозволяє незалежно налаштовувати контур $F_c \rightarrow I$. Проте кращі динамічні властивості забезпечив варіант алгоритму з формуванням току керування безпосередньо за $\pi_{\theta 2}$ ($\pi_{\theta 2} \rightarrow I$).

Ключеві слова: САК ТРДДФ, контур керування $\pi_{\theta 2}$ ТРДДФ, динамічні властивості САК.

S.I. Sukhovey. Turbofan bypass ducting fan pressure ratio control improvement during development test

During designing and development test of turbofan control system two algorithms of turbofan bypass ducting fan pressure ratio (π_{f2}) control were synthesized. Advantages and disadvantages of the algorithms were discussed based on development test results. It is shown that algorithm which forms intermediate nozzle area and then control current is simple and convenient for development test. But algorithm that forms control current based on π_{f2} error provides more dynamics.

Key words: turbofan engine control system, π_{f2} control loop of turbofan, control system dynamic properties.

УДК 533.6

С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ, А.И. ДЕРЕВЯНКО*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Украина*

ВЕРИФИКАЦИЯ АЛГЕБРАИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЛАМИНАРНО-ТУРБУЛЕНТНОГО ПЕРЕХОДА ПРИ РАСЧЕТЕ ТРЕХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ В ТУРБИННОЙ РЕШЕТКЕ

Рассматривается трехмерное турбулентное течение вязкого сжимаемого газа в турбинной решетке с учетом ламинарно-турбулентного перехода. Математическое моделирование такого течения осуществляется на основе уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности $k-\omega$ SST. Моделирование перехода выполнено с помощью алгебраической модели PTM (Production Term Modification). Для выяснения границ применимости и оценки возможностей модели PTM при расчете течений в решетках турбомашин проведено подробное сопоставление численных результатов и существующих экспериментальных данных для переходного течения в дозвуковой решетке VKI-Genoa.

Ключевые слова: численное моделирование, 3D течение, турбинная решетка, ламинарно-турбулентный переход, сравнение с экспериментом, вторичные течения, потери.

Введение

Методы вычислительной гидро-газодинамики (CFD) применительно к течениям в лопаточных аппаратах турбомашин продолжает интенсивно развиваться [1]. Достаточно точное прогнозирование основных параметров потока для различных типов течений стало основой эффективного проектирования и усовершенствования лопаточных аппаратов турбин и компрессоров. Однако не все явления в потоке в проточной части турбомашины одинаково успешно поддаются моделированию. Одним из таких явлений является ламинарно-турбулентный переход.

Основная сложность моделирования переходных течений состоит в наличии в пограничных слоях областей, где течение уже не ламинарное, но еще и не развитое турбулентное. Для этих переходных областей непригодны методы, применяемые для ламинарных и турбулентных течений. Поэтому прогнозирование параметров течения в этих областях, как и определение положения ламинарно-турбулентного перехода, с помощью традиционных моделей обтекания оказывается неточным.

В настоящее время разработано много моделей турбулентности, которые могут использоваться с осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса (RANS). В большинстве случаев это высокоРейнольдсовы модели, которые описывают развитое полностью турбулентное течение. Для таких моделей «переход» — рост кинетической энергии турбулентности (КЭТ) в пограничном слое — обычно происходит почти сразу на входной кромке. Эти

модели в большинстве своем неправильно описывают распределение кинетической энергии турбулентности поперек пограничного слоя и в результате не воспроизводят универсальный профиль скорости на стенках [2].

Низко-рейнольдсовые модели более точно по сравнению с высокоРейнольдсовыми моделями учитывают влияние локального турбулентного числа Рейнольдса на параметры турбулентности, в частности, турбулентную вязкость во внутренней части пограничного слоя. Благодаря этому удается достаточно адекватно моделировать универсальный профиль скорости в турбулентном пограничном слое и получать физически правдоподобное распределение кинетической энергии турбулентности поперек пограничного слоя с острым пиком близко к обтекаемой поверхности [2]. Такие уточнения являются принципиально важными для моделирования переходных течений и сдвигают переход вниз по потоку от входной кромки. Тем не менее, точность определения положения перехода остается низкой [2]. Точка начала перехода часто предсказывается слишком рано. Модель плохо работает при невысоких уровнях турбулентности внешнего потока и не всегда предсказывает переход, вызванный отрывом. Для того, чтобы существенно улучшить моделирование перехода, необходим учет двух факторов, оказывающих существенное влияние на генерацию турбулентности в пограничном слое: влияние степени турбулентности внешнего потока и продольного градиента давления в пограничном слое. Специальные модели перехода учитывают это.

Наверное, наиболее популярной сегодня и достаточно точной является двухпараметрическая дифференциальная модель перехода $\gamma - Re_\theta$ [3, 4, 5 и др.]. Основной недостаток этой модели состоит в том, что она весьма ресурсоемкая. В то же время разработанная ранее Лангтри алгебраическая модель перехода [6] оказалась незаслуженно забытой, несмотря на то, что она, судя по имеющимся в литературе данным [6, 7, 8, 9], показывает сопоставимые результаты, но требует меньшее расчетное время.

Для выяснения границ применимости и оценки возможностей этой модели для расчетов течений в решетках турбомашин необходимо провести детальное сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными. Подчеркнем, что такое сопоставление необходимо выполнять не только по распределениям «невязких» параметров вдоль обтекаемых поверхностей, но и, что особенно важно, по сугубо «вязким» параметрам, таким как интегральные параметры пограничного слоя, профили скорости и пр., так как наивно надеяться на надежное предсказание численным методом потерь кинетической энергии в решетках, если интегральные параметры пограничного слоя оцениваются неверно.

В настоящей работе выполнено подробное сопоставление расчетных и экспериментальных данных для переходного течения в дозвуковой решетке VKI-Genoa [10]. Кроме того, для оценки влияния перехода на вторичные течения выполнено сравнение численных результатов, полученных для переходного и полностью турбулентного обтекания.

1. Математическая модель, численный метод и технология проведения расчетов

Турбулентное течение вязкого сжимаемого газа в турбинной решетке описывается системой уравнений RANS с использованием дифференциальной двухпараметрической модели турбулентности $k-\omega$ SST Ментера [11], записанной в низко-рейнольдсовой форме [12]. Для моделирования ламинарно-турбулентного перехода привлекается алгебраическая модель РТМ [6], предложенная Лангтри. Модель перехода использует ограничитель производства турбулентности, который подобен коэффициенту перемежаемости. Физически правдоподобные значения компонент тензора реинольдсовых напряжений обеспечиваются с помощью ограничений реализуемости [13], что является необходимым условием для расчета переходных течений.

Исходные дифференциальные уравнения численно интегрируются с помощью неявной

ENO (Essentially Non-Oscillatory) схемы второго порядка аппроксимации [14], в которой потоки на границах ячеек находятся с использованием точного решения задачи распада произвольного разрыва. Для ускорения сходимости применяется локальный шаг по времени и метод Ньютона [15]. При выполнении расчетов с высокими числами Куранта осуществляется коррекция временного шага в чрезмерно вытянутых ячейках. Рассмотренный подход реализован в CFD решателе F [16].

Моделирование ламинарно-турбулентного перехода предъявляет повышенные требования к построению сетки и ее размерности. В области перехода необходимо обеспечить высокое разрешение в продольном и поперечном направлениях, так как характеристики пограничного слоя подвергаются быстрым изменениям (на относительно коротком участке течения меняется толщина пограничного слоя и его профиль).

Согласно опыту авторов, приемлемое описание ламинарно-турбулентного перехода в трехмерном межлопаточном канале требует обеспечения следующих условий:

- величина y^+ для первой ячейки должна быть порядка 1 или даже меньше;
- число ячеек поперек пограничного слоя (в зоне перехода) – 30 и более;
- число ячеек вдоль поверхности лопаток (на каждой стороне) в направлении потока должно быть не менее 150;
- отношение шагов сетки в погранслойном сгущении у стенок должно быть близко к 1,1.

Эти требования обычно осуществимы для разностных сеток размером от нескольких миллионов до нескольких десятков миллионов ячеек в одном трехмерном межлопаточном канале.

2. Моделирование течения в тестовой решетке VKI-Genoa

Рассматривалось трехмерное течение в решетке VKI-Genoa, экспериментальное и расчетное исследования которой выполнены в работах [10] и [4, 5, 9] соответственно. Использовалась Н-сетка с ортогонализацией сеточных линий вблизи твердых стенок размерностью 4,2 млн ячеек ($128 \times 128 \times 256$). В переходной области поперек пограничного слоя располагалось более 30 ячеек, а вдоль поверхности лопатки в продольном направлении было 168 ячеек со сгущением вблизи входной и выходной кромок.

На рис. 1 показаны распределения величины y^+ вдоль выпуклой и вогнутой сторон лопатки в среднем ее сечении. По сравнению с

разностной сеткой работы [9] почти в 1,5 раза уменьшен размер пристеночной ячейки и увеличено количество ячеек поперек пограничного слоя в переходной области.

Течение в рассматриваемой решетке является дозвуковым с числом Маха $M_{2is} = 0,24$ и числом Рейнольдса $Re = 1,6 \cdot 10^6$. Интенсивность турбулентности Tu на выходе была 1%. Турублентный масштаб длины в ядре потока на входе задавался из условия равновесности турбулентности [17].

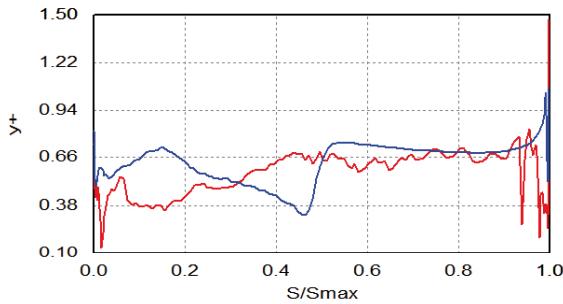


Рис. 1. Распределение величины y^+ по поверхности лопатки в среднем сечении:
— вдоль выпуклой стороны; — вдоль вогнутой стороны

В эксперименте не определялась толщина пограничного слоя на торцевых обводах перед решеткой. Так как задание этой величины обязательно для трехмерного расчета течения в решетке, в настоящем исследовании, мы предполагаем, что пограничный слой начинает зарождаться на входной границе расчетной области, которая задавалась на расстоянии равном одной осевой хорды перед входными кромками.

3. Сравнение с экспериментальными данными

В данном разделе представлено сопоставление результатов расчетов переходного течения, выполненных авторами, с экспериментальными данными в среднем сечении лопатки для различных параметров потока. Сравнение проводилось как для параметров, характеризующих основное, «невязкое» течение, так и для отдельных характеристик пограничного слоя.

На рис. 2 приведено распределение безразмерной адиабатической скорости по поверхности лопатки в среднем сечении. Обезразмеривание выполнялось путем деления на входную скорость U_0 . Координата s измерялась вдоль контура лопатки от входной кромки. Величина s_{max} соответствует криволинейной длине от входной кромки к выходной. На приведенных

графиках, если это отдельно не указано, маркерами помечены экспериментальные данные [10], а сплошными линиями — результаты расчетов данного исследования. Из рис. 2 видно хорошее согласование результатов для большей части профиля лопатки. Наибольшие различия наблюдаются за входной кромкой и на выходной кромке. Следует отметить, что подобное рассогласование имело место и в расчетных результатах работ [4, 5].

На рис. 3 представлено распределение вдоль стороны разрежения коэффициента ускорения потока $K = -\mu / (\rho^2 U_e^3) dp/ds$. Наблюдается хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. На большей части стороны разрежения лопатки $K < 3 \cdot 10^6$. Это означает, что в этой области может произойти переход. Если это случится, то переход произойдет раньше отрыва пограничного слоя, так как $K > K_{crit} = -5,13 \cdot 10^{-7} Tu^{5/4}$ [18].

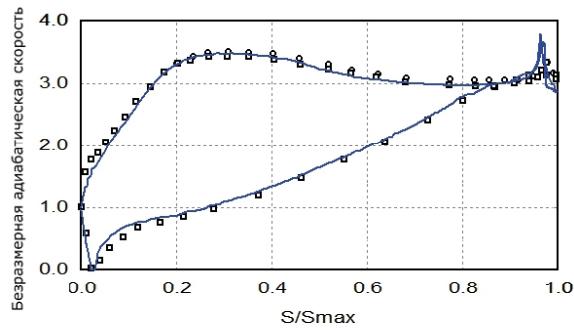


Рис. 2. Распределение безразмерной адиабатической скорости по поверхности лопатки в среднем сечении:
□ — эксперимент; — результаты расчетов

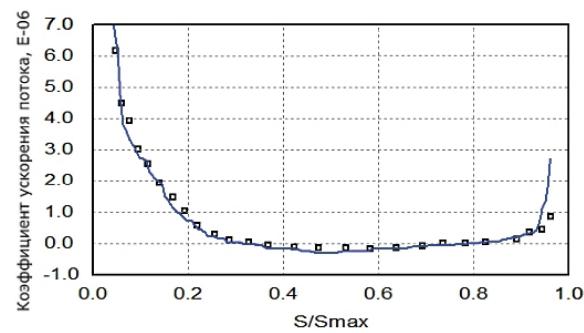


Рис. 3. Распределение вдоль стороны разрежения коэффициента ускорения потока:
□ — эксперимент; — результаты расчетов

Согласно экспериментальным данным [10] переходный участок пограничного слоя и непосредственно точка перехода располагались при $0,35 < s/s_{max} < 0,6$ и $s/s_{max} = 0,48$, соответственно. На графике (рис. 3) видно, что это хорошо

коррелирует с началом участка положительного градиента давления, как для эксперимента, так и для расчета.

На рис. 4 – 7 приведены характеристики пограничного слоя на стороне разрежения лопатки. Распределение толщины вытеснения δ^* пограничного слоя дано на рис. 4. На рис. 5 представлено распределение числа Рейнольдса Re_θ , рассчитанного по толщине потери импульса. Распределение форм-параметра $H = \delta^*/\theta$ показано на рис. 6.

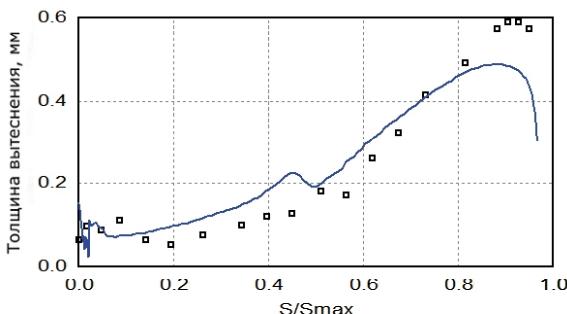


Рис. 4. Распределение толщины вытеснения δ^* пограничного слоя на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

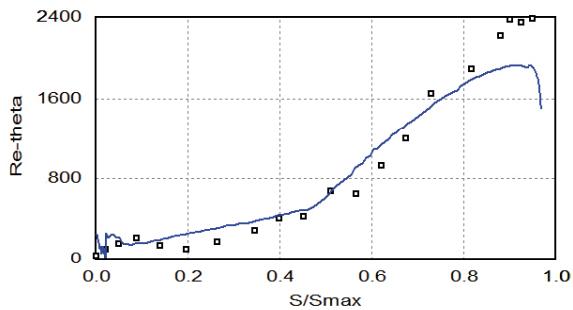


Рис. 5. Распределение числа Рейнольдса Re_θ на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

Несмотря на некоторые количественные отличия расчетных и экспериментальных данных, следует заметить, что качественное рассогласование для большинства сравниваемых параметров имеет место только на входной кромке, где вследствие низких скоростей потока и малой толщины пограничного слоя велики погрешности определения интегральных величин пограничного слоя по результатам расчета.

В расчете на участке положительного градиента давления при $s/s_{max} > 0,3$ происходит перестройка профиля скорости. Профиль теряет заполненность и толщина вытеснения растет быстрее (рис. 4), чем толщина потери импульса (учитывая, тот факт, что при $0,2 < s/s_{max} < 0,45$ изменения скорости потока небольшие, то по

изменению числа Рейнольдса Re_θ на рис. 5 можно судить об изменении толщины потери импульса). В результате, как это видно на рис. 6, форм-параметр увеличивается вплоть до $s/s_{max} \approx 0,45$, где начинается переход и затем форм-параметр резко уменьшается.

Рост интегральных толщин пограничного слоя вдоль стороны разрежения лопатки меняет свой характер в переходной области при $s/s_{max} \approx 0,45 - 0,5$. Согласно физике течений в ламинарном и турбулентном пограничных слоях в этой области при небольших изменениях толщины пограничного слоя происходит резкое уменьшение толщины вытеснения, что проявляется в двойном изломе кривой графика на рис. 4, и в увеличении темпа роста толщины потери импульса (рис. 5).

В эксперименте переход начинается выше по потоку – вблизи минимума давления при $s/s_{max} \approx 0,35$, и эффект положительного градиента давления оказывает значительно меньшее влияние на интегральные параметры пограничного слоя, чем переходные процессы. Поэтому, начиная с этой точки, форм-параметр снижается.

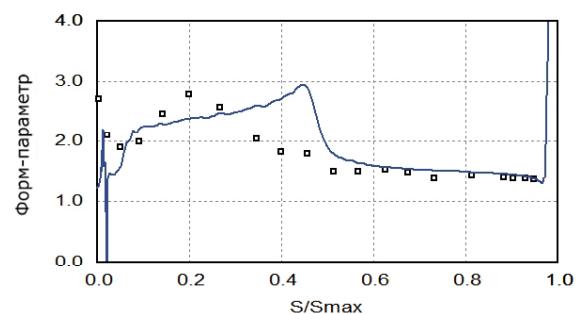


Рис. 6. Распределение форм-параметра $H = \delta^*/\theta$ на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

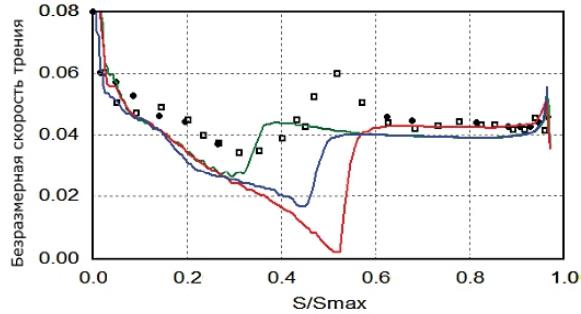


Рис. 7. Безразмерная скорость трения на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – численные результаты работы [4]; — – численные результаты работы [5]; — – результаты расчетов настоящей работы

И в эксперименте и в расчете значения форм-параметра в ламинарной и турбулентной зонах близки к соответствующим характерным значениям для этих течений. В расчете переход начинается при $Re_\theta \approx 520$, что выше теоретического значения для безградиентного течения на пластине и наблюдаемого в эксперименте критического числа $Re_\theta < 400$.

На рис. 7 приведено расчетное и экспериментальное распределения безразмерной скорости трения а также результаты расчетов работ [4] и [5]. Обезразмеривание скорости трения выполнено делением на локальную скорость внешнего потока. Можно заметить подтверждение приведенных выше оценок положения переходной зоны в расчете и эксперименте. В расчете трение почти вдоль всей поверхности несколько ниже, а переходная зона значительно уже и располагается примерно посередине экспериментального переходного участка. Результаты расчетов других авторов также показывают узкую зону перехода, но переходная зона согласно данным работы [4] находится в конце экспериментального переходного участка, а согласно данным работы [5] – в его начале.

В настоящей работе проведено сравнение профилей скорости для областей ламинарного (рис. 8), переходного (рис. 9) и турбулентного (рис. 10–12) течения. Во всех случаях наблюдается удовлетворительное количественное согласование результатов расчета с экспериментальными данными.



Рис. 8. Профиль скорости для области ламинарного течения ($s/s_{\max} = 0,2$) на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

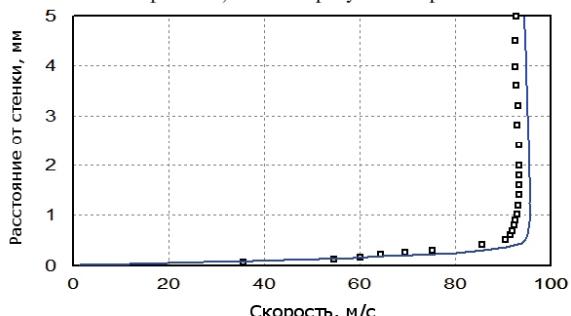


Рис. 9. Профиль скорости для области переходного течения ($s/s_{\max} = 0,4$) на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

Следует отметить, что рассчитанный профиль скорости для $s/s_{\max} = 0,4$ (рис. 9) более заполненный, чем экспериментальный, и не имеет такого выраженного перегиба. В расчете поток скорее ламинарный, а в эксперименте уже переходный.

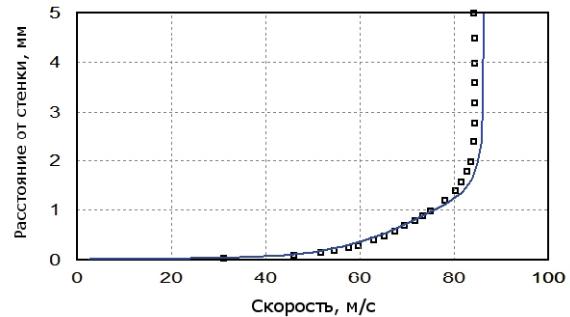


Рис. 10. Профиль скорости для области турбулентного течения ($s/s_{\max} = 0,68$) на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

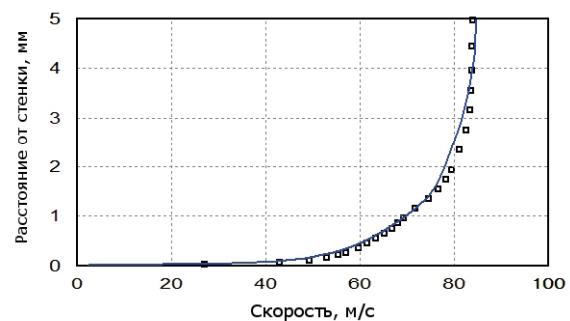


Рис. 11. Профиль скорости для области турбулентного течения ($s/s_{\max} = 0,82$) на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

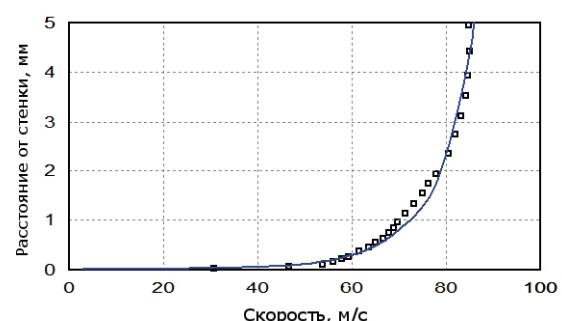


Рис. 12. Профиль скорости для области турбулентного течения ($s/s_{\max} = 0,95$) на стороне разрежения лопатки:
□ – эксперимент; — – результаты расчетов

На рис. 13–15 представлены рассчитанные и аналитические универсальные профили скорости для участков ламинарного, переходного и турбулентного пограничных слоев. Для переходного профиля скорости выбрано положение

$s/s_{\max} = 0,55$, соответствующее окончанию переходной зоны. Видно, что для ламинарного пограничного слоя и вязкого подслоя с приемлемой точностью выполняется соотношение $u^+ = y^+$. Для буферного слоя и логарифмического участка турбулентного пограничного слоя также имеет место приемлемое согласование с аналитическим законом стенки.

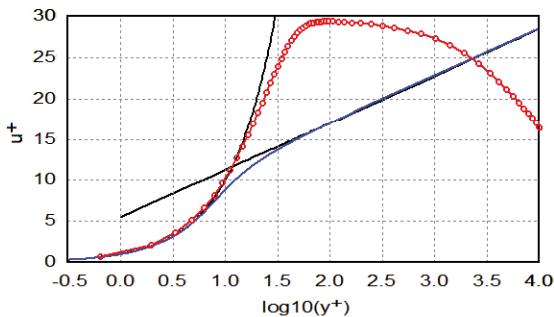


Рис. 13. Универсальный профиль скорости для участка ламинарного пограничного слоя

($s/s_{\max} = 0,2$) на стороне разрежения лопатки:
— синий — аналитические значения;
— красные кружки — результаты расчетов

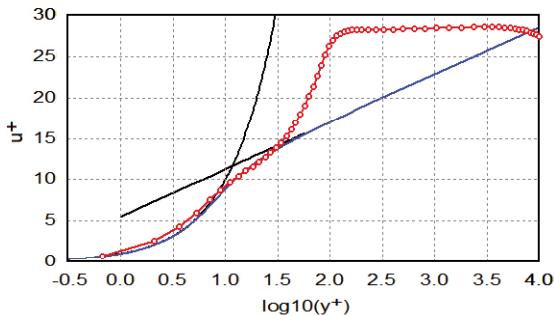


Рис. 14. Универсальный профиль скорости для участка переходного пограничного слоя

($s/s_{\max} = 0,55$) на стороне разрежения лопатки:
— синий — аналитические значения;
— красные кружки — результаты расчетов

Объяснение механизма работы модели перехода можно увидеть на рис. 16, где приведено распределение КЭТ вдоль выпуклой стороны лопатки на расстоянии 0,2 мм от нее. Видно, что рост КЭТ для полностью турбулентного течения начинается несколько ниже по потоку от входной кромки и имеет относительно плавный характер. Для переходного течения КЭТ остается пренебрежительно малой почти до середины лопатки и только при $s/s_{\max} = 0,46$ наблюдается ее скачкообразный рост. Значения КЭТ в турбулентной области пограничного

слоя для переходного течения выше, чем для полностью турбулентного течения, особенно непосредственно за точкой перехода.

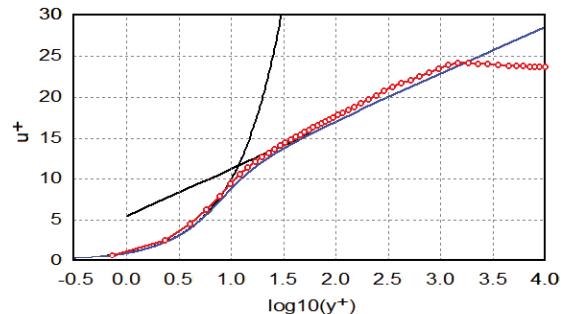


Рис. 15. Универсальный профиль скорости для участка турбулентного пограничного слоя

($s/s_{\max} = 0,95$) на стороне разрежения лопатки:
— синий — аналитические значения;
— красные кружки — результаты расчетов

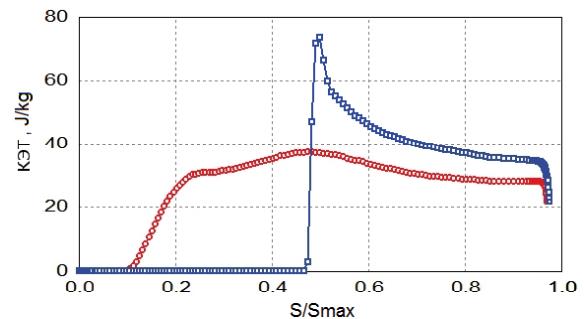


Рис. 16. Распределение КЭТ вдоль выпуклой стороны лопатки на расстоянии 0,2 мм:

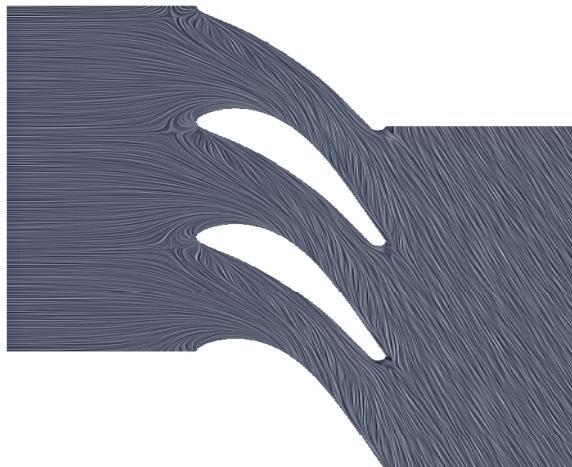
— красные кружки — полностью турбулентное течение;
— синий квадрат — переходное течение

4. Сравнение турбулентного и переходного течений

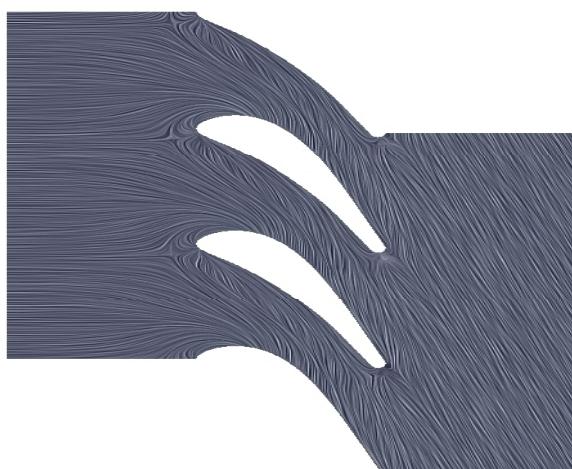
Представляет интерес вопрос, чем отличаются полностью турбулентное и переходное обтекание лопаток решетки не только для потока в средних сечениях по высоте лопаток, но и в привтульных и концевых областях, где сильное влияние оказывают вторичные течения. С этой целью в настоящей работе выполнено сопоставление трехмерной структуры потока для полностью турбулентного и переходного течений.

На рис. 17 представлены поверхности линии тока на прикорневой торцевой поверхности, построенные с помощью пакета Paraview [19]. Структура потока для полностью турбулентного обтекания и переходного течения качественно подобна. Основное отличие состоит в том, что при расчете с переходом перетекание в пограничном слое от стороны давления лопатки к стороне разрежения под

воздействием градиента давления более интенсивное, особенно в области между ветвями подковообразного вихря. Поэтому внешняя часть той его ветви, которая формируется вблизи стороны разрежения, затекает на эту сторону лопатки несколько выше по потоку по сравнению с полностью турбулентным течением. Положение второй ветви подковообразного вихря примерно одинаковое для обоих рассмотренных случаев.



а



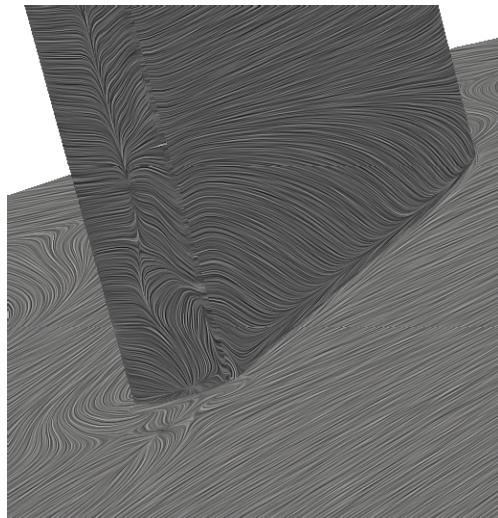
б

Рис. 17. Поверхностные линии тока на торцевых обводах решетки:
а – полностью турбулентное течение;
б – переходное течение

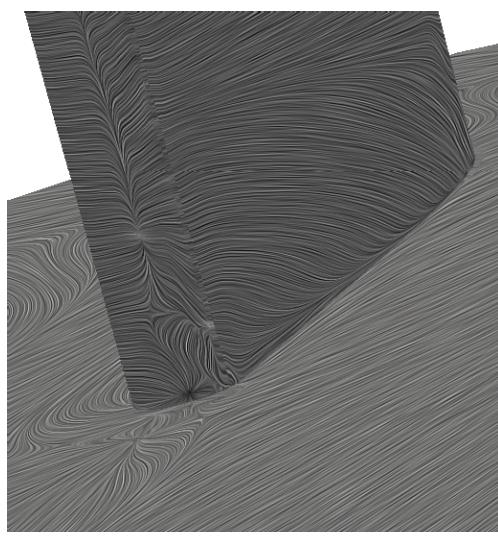
Можно предположить, что пограничный слой в областях течения перед подковообразным вихрем ламинарный, профиль такого пограничного слоя менее заполненный, чем для турбулентного пограничного слоя, и поэтому существует большая подверженность отрыву. Поток за подковообразным вихрем должен начинать турбулизоваться, профиль пограничного слоя в этой области становится более

заполненным, и различия в интенсивности поперечного перетекания между стороной давления лопатки и идущей вдоль нее ветви подковообразного вихря для полностью турбулентного и переходного течений менее выражены.

На рис.18 показаны предельные линии тока на выходной кромке и торцевой поверхности за лопатками для полностью турбулентного и переходного течения.



а



б

Рис. 18. Предельные линии тока у выходной кромки лопатки:
а – полностью турбулентное течение;
б – переходное течение

Вихревая картина течения оказывается чрезвычайно сложной: в этой области можно насчитать 2 фокуса, которые соответствуют двум противоположно вращающимся двухмерным вихрям в отрыве за выходной кромки, 7 седловых точек и 7 точек растекания, которые

определяют положение вихревых зон трехмерного отрыва. Не ставя цели подробного описания такого течения, отметим наиболее важные, с точки зрения авторов, его особенности.

Во-первых, несмотря на то, что при переходном течении пограничный слой с торцевой поверхности на сторону разрежения начинает затекать раньше, проникает он примерно на ту же высоту на поверхности разрежения лопатки. Возможно, это объясняется тем, что в переходном течении на стороне разрежения пограничный слой тоньше, чем для полностью турбулентного обтекания, и в то же время за горлом его профиль становится турбулентным и более заполненным, что препятствует дальнейшему распространению перетекания.

Во-вторых, на выходной кромке вдоль пера лопатки наблюдаются перетекания чередующихся направлений, разделенные особыми точками (двумя точками растекания и седловой точкой). Такая разделенность течения приводит к дискретности вихревого следа за решеткой. Перетекание вдоль выходной кромки в ядре потока, направленное к середине канала, формирует обширный дискретный вихрь в следе, который будем называть основным вихрем в следе. Интенсивность этого перетекания, а следовательно, и основного вихря больше для полностью турбулентного течения. Ближе к торцевой поверхности образуется приторцевой вихрь противоположного направления вращения. Как видно из расположения особых точек на выходной кромке и торцевой поверхности, приторцевой вихрь для полностью турбулентного течения по сравнению с переходным течением, имеет несколько больший размер в направлении, нормальном к торцевой поверхности, но меньший размер в окружном направлении. В угловой зоне, образованной выходной кромкой и торцевой поверхностью, индуцируется меньший по размеру вихрь, который будем называть угловым вихрем в следе.

И, в-третьих, характерные размеры углового вихря, расположенного в угловой зоне между стороной разрежения и торцевой поверхностью, больше для полностью турбулентного течения, что, по-видимому, также связано с большей толщиной пограничного слоя.

На рис. 19 приведены изолинии энтропийной функции p/ρ^γ в поперечном сечении за выходными кромками для полностью турбулентного обтекания и переходного течения. Видна достаточно хорошая симметричность течения относительно середины канала. Цифрами обозначены области повышенной энтропии, физический смысл которых будет объяснен ниже.

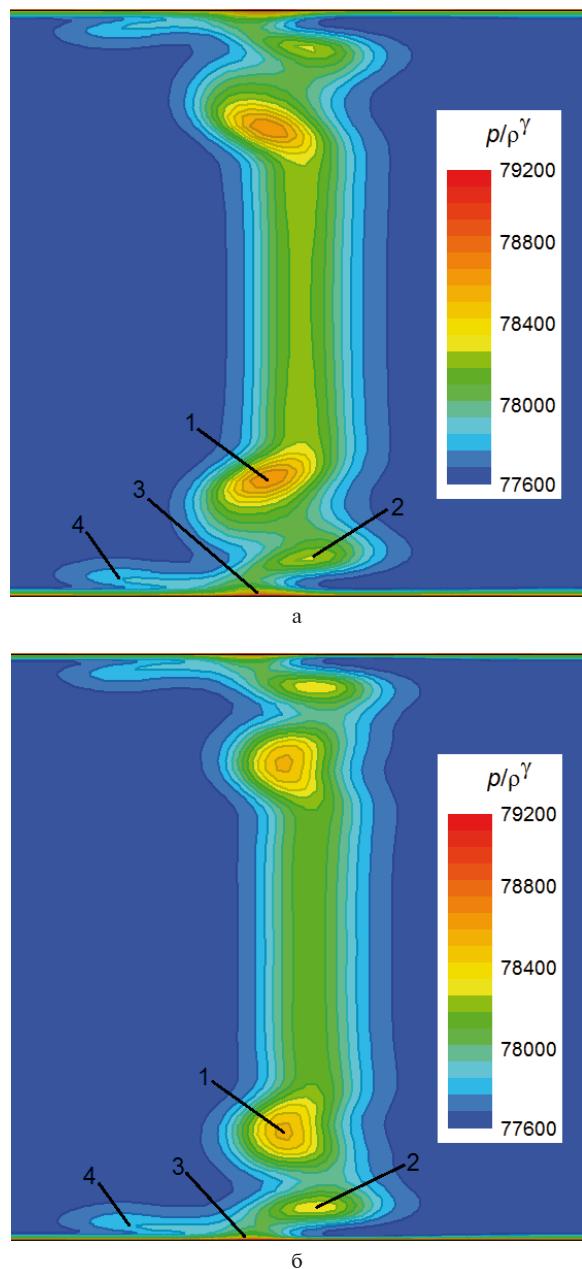


Рис. 19. Изолинии энтропийной функции в поперечном сечении на расстоянии 20% за выходными кромками:
а – полностью турбулентное течение;
б – переходное течение

На рис. 20 показана трехмерная структура вторичных течений в межлопаточном канале. На торцевой поверхности представлены предельные линии тока, как на рис. 17, а на перпендикулярной поперечной поверхности – изолинии энтропийной функции, аналогичные рис. 19. Также построены линии тока в приторцевой области, которые проходят через подковообразный, канальный и приторцевой вихри.

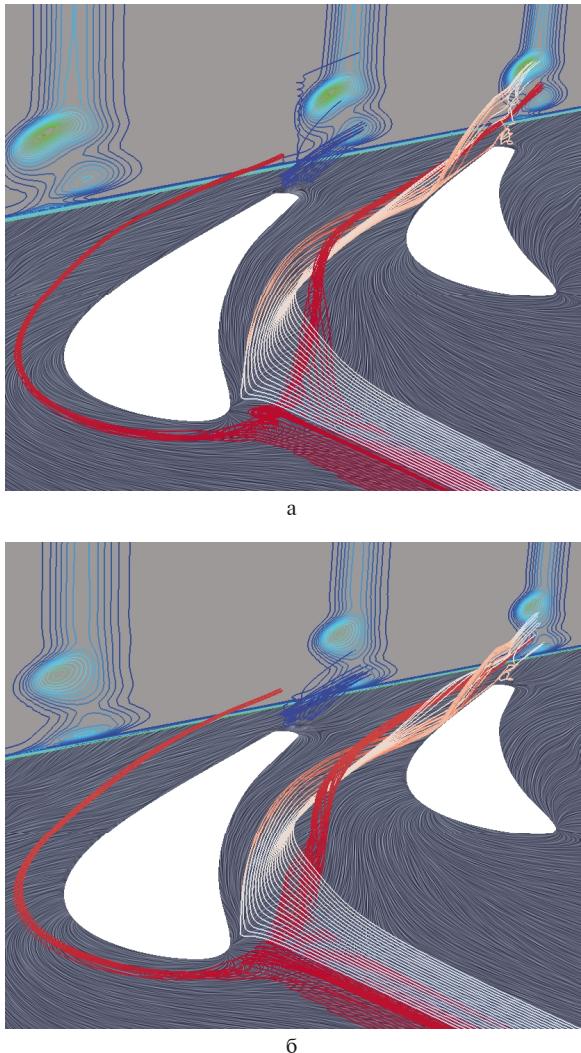


Рис. 20. Структура вторичных течений:
а – полностью турбулентное течение;
б – переходное течение

Анализ приведенных графиков, а также распределений энтропии в нескольких сечениях непосредственно в окрестности выходных кромок и за ними позволяет отметить следующее. Основной вклад в рост энтропии, а следовательно, и в потери для рассматриваемой решетки вносит кромочный след, и локальные максимумы энтропии (рис. 19, 20) соответствуют дискретным вихрям в следе, описанным выше. Влияние канального и подковообразного вихрей и размеры областей, занимаемых ими, существенно меньше. Это объясняется как большой толщиной выходной кромки, так и малой нагруженностью решетки.

Линии тока канального вихря, показанные на рис. 20 светлыми тонами, приходят главным образом в зону 1 повышенной энтропии (рис. 19), которая соответствует основному вихрю в следе. Оба эти вихря имеют одинак-

ковое направление вращения и, скорее всего, объединяются и смешиваются вскоре за выходными кромками. Необходимо отметить, что для переходного течения, для которого интенсивность поперечного перетекания в торцевом пограничном слое и на поверхности разрежения лопатки выше, наблюдается большее рассеяние линий тока канального вихря. В результате, для полностью турбулентного течения в зоне 1 на рис. 19, где сосредоточено два вихря, значения энтропии и потери выше, чем для переходного течения, несмотря на то, что в последнем перетекание в пограничном слое и, следовательно, канальный вихрь более интенсивные.

Линии тока, за выходной кромкой на рис. 20 (цвет синий), распространяются из приторцевой области в зону 2 повышенной энтропии (рис. 19). Для этого вихря, наоборот, линии тока сильнее рассеиваются для полностью турбулентного обтекания, а интенсивность этого вихря больше для переходного течения.

Зона 3 повышенной энтропии на рис. 19 соответствует канальному и следовому угловым вихрям, который на рис. 20 не выделены в силу их малых размеров.

Ветвь подковообразного вихря, формирующаяся со стороны давления (на рис. 20 обозначена красным), приходит к нижней границе зоны 1 повышенной энтропии. При этом для переходного течения она расположена ближе к торцевой поверхности, чем для полностью турбулентного течения. Ветвь подковообразного вихря, формирующаяся со стороны разрежения, приходит в зону 4 повышенной энтропии, причем для полностью турбулентного течения она больше прижата к приторцевой поверхности.

Для полностью турбулентного течения в средних сечениях канала в следе наблюдаются более высокие значения энтропии и больший угол отставания потока. Это объясняется тем, что для полностью турбулентного течения, по сравнению с переходным течением, пограничный слой на обеих поверхностях лопатки толще.

Заключение

Алгебраическая модель перехода РТМ позволяет моделировать течения в решетках турбин с учетом явления ламинарно-турбулентного перехода. Рассчитанное в настоящей работе положение точки перехода и интегральных параметров пограничного слоя удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными. В переходном течении рост КЭТ как на стороне разрежения, так и на стороне давления, наблюдается существенно ниже по потоку, чем при полностью турбулентном обтекании. В целом,

полученная в результате численного моделирования физическая картина обтекания хорошо согласуется с известными представлениями о течениях такого рода.

В переходном течении, за счет большей подверженности потока отрыву, перетекание пограничного слоя с торцевой поверхности на сторону разрежения лопатки начинается раньше, а интенсивность приторцевого вихря в следе оказывается существенно выше, но, в целом, рост потерь кинетической энергии в потоке – значительно меньше. Следовательно, структуры вторичных течений в переходном и полностью турбулентном потоке несколько отличны. Поэтому важным вопросом дальнейшего исследования является изучение закономерностей влияния перехода на вторичные течения и выявление различных способов снижения потерь в турбинных решетках за счет управления переходом в пограничном слое.

В ходе исследования также выяснилось, что моделирование перехода предъявляет повышенные требования к адекватности модели турбулентности, надежности и быстродействию численного метода, разрешению и качеству разностной сетки.

Благодарность

Данное исследование выполнялось при частичной поддержке Института проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук. Авторы выражают признательность проф. П. Лампарту за полезные обсуждения работы.

Литература

1. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows : The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd Edition [Text] / C. Hirsch. – Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2007. – 680 p.
2. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD: Second Edition [Text] / D.C.Wilcox. – Palm Drive : DCW Industries Inc., 2004. – 540 p.
3. A Correlation-Based Transition Model Using Local Variables. Part I : Model Formulation [Text] / F.R.Menter, R.B.Langtry, S.R.Likki [et al.] // J. Turbomach. – 2006. – Vol.128(3). – P.413–422.
4. Langtry R. B. A correlation-based transition model using local variables for unstructured parallelized CFD codes [Text] : Ph.D thesis / R.B.Langtry. – University Stuttgart, 2006. – 109 p.
5. Malan P. Calibrating the -Re Transition Model for Commercial CFD [Text] / P. Malan, K.Suluksna, E.Juntasaro // AIAA Paper. – 2009. – No 2009-1142. – P.1–20.
6. Langtry R. B. Prediction of transition for attached and separated shear layers in turbomachin-
ery [Text] / R.B.Langtry, S.A.Sjolander // AIAA Paper. – 2002. – No 2002-3641. – 13 p.
7. Denissen N. A. Implementation and Validation of a Laminar-to-Turbulent Transition Model in the Wind-US Code [Text] / N. A. Denissen, D. A. Yorden, N. J. Georgiadis // NASA TM № 215451. – 2008. – 36 p.
8. The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines [Text] / F.Menter, J.C.Ferreira, Th.Esch [et al.] // Proc. Int. Gas Turbine Congr., Tokyo, 2003. – 7 p.
9. Numerical Simulation of 3D Flow in VKI-GenoaTurbine Cascade Including Laminar-Turbulent Transition [Text] / S.Yershov, A.Derevyanko, V.Yakovlev [et al.] // TASK Quarterly, Scientific Bulletin of the Academic Computer Centre in Gdansk, Poland. – 2016. – Vol. 20, No. 1. – P.43–61.
10. Detailed Velocity and Turbulence Measurements of the Profile Boundary Layer in a Large Scale Turbine Cascade [Text] / M. Ubaldi, P.Zunino, U.Campora[et al.] // ASME Paper No.96-GT-42, Birmingham, UK, 1996. – 14 p.
11. Menter F.R.Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F.R.Menter // AIAA J. – 1994. – Vol.32, No.8. – P.1598–1605.
12. Wilcox D. C. Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model [Text] / D.C.Wilcox// AIAA J. – 1994. – Vol.32, No.2. – P.247–255.
13. Ершов С. В. Ограничение реализуемости для модели турбулентности SST k– [Текст] / С. В. Ершов // Пробл. машиностроения. – 2008. – Т.11, № 2. – С.14–23.
14. Ершов С. В. Квазимонотонная схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье–Стокса [Текст] / С.В.Ершов // Мат.моделирование.– 1994.– Т.6, № 11.– С.63–75.
15. Гризун М. Н. Численное моделирование многомерных сжимаемых течений с помощью метода Ньютона [Текст] / М.Н.Гризун, С.В.Ершов // Вестник НТУ «ХПИ». Сер.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование.– X., 2013.– № 13.– С.38–46.
16. The development of new CFD solver for 3D turbomachinery flow computations [Text] / S. Yershov, V. Yakovlev, A. Derevyanko [et al.] // Cieplne Maszyny Przepywowe. Turbomachinery. 2012. No.141. – P.15–24.
17. Ершов С.В.Границные условия во входном пограничном слое для k–ω моделей турбулентности [Текст] / С.В.Ершов // Проблемы машиностроения.– 2008.– Т.11, № 3.– С.24–29.
18. Mayle R. E.The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines [Text] /

R. E. Mayle // ASME J. Turbomachinery. 1991.
Vol.113.— P.509—531.

19.ParaView [Электронный ресурс]. Режим до-
ступа : <http://www.paraview.org>. — 30.05.2016 у.

Поступила в редакцию 10.05.2016

С.В. Єршов, В.А. Яковлев, А.І. Дерев'янко. Верифікація алгебраїчної моделі ламінарно-турбулентного переходу при розрахунку тривимірної течії в турбінній решітці

Розглядається тривимірна турбулентна течія в'язкого стисленого газу в турбінній решітці з урахуванням ламінарно-турбулентного переходу. Математичне моделювання такої течії здійснюється на основі рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, і двопараметричної диференціальної моделі турбулентності $k-\omega$ SST. Моделювання переходу виконано за допомогою алгебраїчної моделі PTM (Production Term Modification). Для з'ясування меж застосування і оцінки можливостей моделі PTM при розрахунку течій в решітках турбомашин проведено докладне зіставлення розрахункових чисельних результатів та існуючих експериментальних даних для переходної течії в дозвуковій решітці VKI-Genoa.

Ключові слова: чисельне моделювання, 3D течія, турбінна решітка, ламінарно-турбулентний переход, зіставлення з експериментом, вторинні течії.

S.V. Yershov, V.A. Yakovlev, A.I. Derevyanko. Verification of the algebraic model of laminar-turbulent transition on a 3d flow through a turbine cascade

This study presents a numerical simulation of a 3D viscous compressible flow in the turbine cascade taking into account the laminar-turbulent transition. The numerical simulation is performed using the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations and the low-Reynolds k -SST turbulence model. The Langtry's algebraic Production Term Modifier (PTM) model is applied for modeling the laminar-turbulent transition. To determine the applicability limits of the PTM model and to estimate its ability to simulate turbomachinery flows, a detailed comparison of the numerical results and the existing experimental data was performed for the transitional flow in the subsonic VKI-Genoa cascade.

Key words: numerical simulation, 3D flow, turbine cascade, laminar-turbulent transition, comparison with experiment, secondary flows.

**Р.А. РУСАНОВ¹, П. КЛОНОВИЧ¹, А.В. РУСАНОВ², П. ЛАМПАРТ¹, М. ШИМАНЯК¹,
М.А. ЧУГАЙ², Н.В. ПАЩЕНКО²**

¹Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук, Гданьск, Польша

²Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

РАЗРАБОТКА ДИЗАЙНА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ORC УСТАНОВКИ

Рассмотрены несколько вариантов проточных частей радиально-осевой турбины мощностью 30 кВт для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела SES36. Численное исследование 3D-течений выполнено с учетом реальных свойств рабочего тела, для определения которых использовались справочные таблицы и модифицированное уравнение состояния Бенедикта-Вебба-Рубина. Представленные турбины характеризуются малым углом выхода потока из направляющего аппарата, величина которого составляет около 4,5. Газодинамическая эффективность разработанных проточных частей турбин удовлетворяет требованиям, предъявляемым к энергетическим машинам подобного рода.

Ключевые слова: когенерационная установка, низкокипящие рабочие тела, численный метод, турбина, радиально-осевая ступень.

Введение

Перспективным направлением развития энергосберегающих технологий как для Украины, так и для стран Европы является использование когенерационных установок малой мощности, работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). Такие установки могут применяться и для утилизации низкотемпературных тепловых отходов, и для работы на возобновляемых топливах – различных видах биомасс.

Важным элементом подобных когенерационных установок является турбина. Особенность таких турбин – относительно малые габариты, что усложняет задачу по обеспечению приемлемого уровня газодинамической эффективности.

В работе представлены несколько вариантов радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационных установок, использующих НРТ.

1. Схема установки. Исходные данные для создания турбины

Энергетические установки, работающие по органическому циклу Ренкина (ORC), по принципу действия идентичны установкам высокой мощности, использующих в качестве рабочего тела водяной пар. Области применения обычных паровых установок, а также установок, основанных на технологии ORC [1], показаны на рисунке 1.

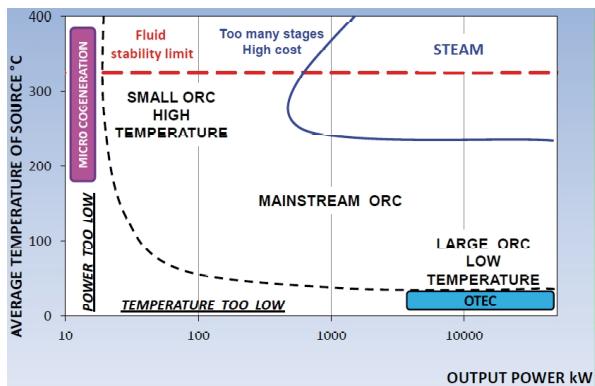


Рис. 1. Области применения различных энергетических установок

В Институте проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук (IMP PAN) разработана высокоэффективная комбинированная установка мощностью выше 400 кВт, которая состоит из поршневого двигателя и блока ORC (надстройка ORC). Основным генератором энергии является поршневой двигатель внутреннего сгорания, использующий в качестве топлива природный газ (также возможно применение синтез- и биогазов). Рассмотрено несколько вариантов надстройки ORC:

- 1) блок ORC утилизирует тепло выхлопных газов и тепло от системы охлаждения двигателя;
- 2) блок ORC утилизирует тепло выхлопных газов, а тепло от системы охлаждения используется для отопления.

В установке, применяемой в IMP PAN, используется только тепло выхлопных газов. Схема установки приведена на рисунке 2. Рабочим телом надстройки ORC является SES36. Тепло выхлопных газов принимается газо-термомасляным теплообменником, а затем при помощи промежуточного теплоносителя — термостойкого масла Veco 5HT передается в нагреватель и испаритель блока ORC.

Рабочее тело надстройки ORC после нагрева и испарения попадает в турбину, которая вы-

рабатывает механическую энергию и передает ее на электрический генератор. После расширения в турбине рабочее тело проходит через рекуператор, где отбирается часть его тепла. Окончательное охлаждение и конденсация рабочего тела осуществляются в конденсаторе.

Приняты следующие параметры термодинамического цикла ORC: давление/температура на входе в турбину — 16 bar/ 145 °C, давление/температура в конденсаторе — 1.6 bar/ 50 °C. КПД ORC блока — 16%.

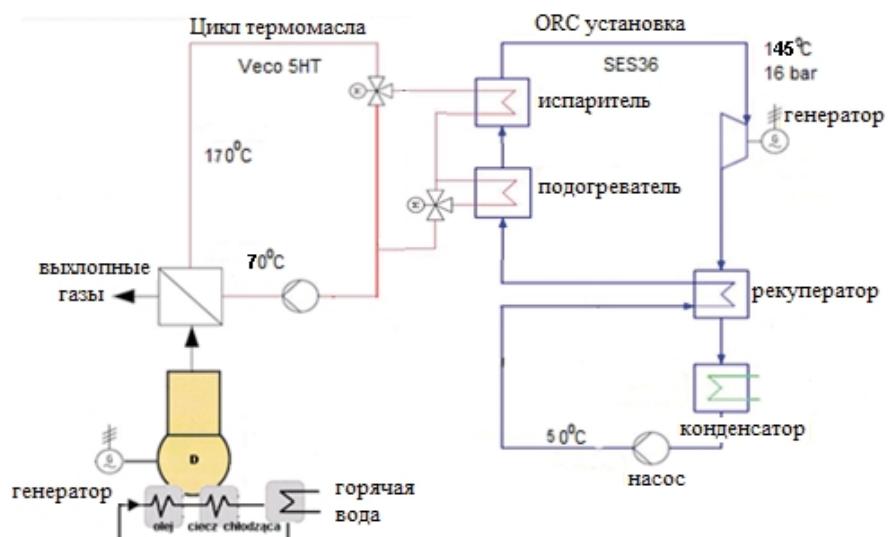


Рис. 2. Схема когенерационной установки с ДВС и блоком ORC



Рис. 3. Газопаровая система ORC в IMP PAN: ДВС MAN (а), котел-утилизатор (б) и ORC установка мощностью 40 кВт с расширителем (в)

2. Обоснование выбора радиально-осевой турбины

Для многих случаев турбина с радиально-осевой ступенью является оптимальным решением. Основным преимуществом радиально-осевых ступеней является их высокая эффективность для малых значений объемных расходов [4]. При этом известно, что применение установок ORC целесообразно для малой выработки. На основе сказанного можно утверждать, что для установок ORC наиболее подходят радиально-осевые турбины. Это также подтверждено в многочисленных публикациях [5–7].

Пример конструкции установки ORC и результаты расчетов турбогенератора мощностью 30 кВт, с использованием радиально-осевой ступени, представлены Кангом [5]. На рисунках 4 и 5 показаны 3D-модель и фотография устройства.

Полученные мощность и КПД турбины составили 32,7 кВт и 78,7% соответственно. Следует подчеркнуть, что это общий КПД турбогенератора, в который, помимо потерь в проточной части турбины, включаются потери на валу, механические потери и потери генератора. Это – высокие значения, по сравнению с турбинами, описанными в литературе [8,9].

Высокая эффективность радиально-осевых ступеней была одной из основных причин их выбора для применения в турбогенераторах, использующих в качестве рабочего тела SES36 (Solkatherm), которое является смесью [9]. Термодинамические свойства SES36 для 1D и 3D расчетов описываются с помощью библиотеки CoolProp [10].

В статье представлены два варианта радиально-осевых турбин: однопоточная и двухпоточная.

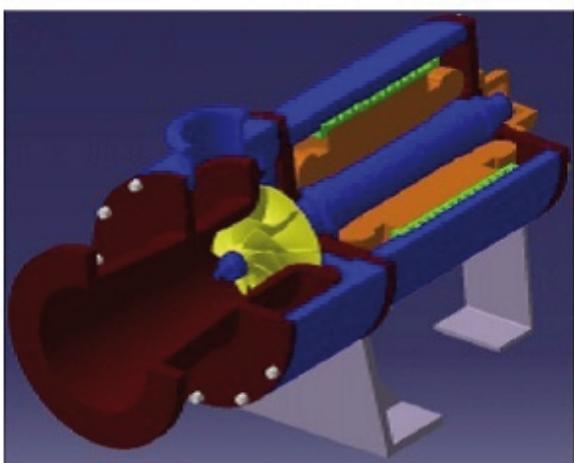


Рис. 4. 3D-модель турбогенератора, разработанного для рабочего тела R245fa

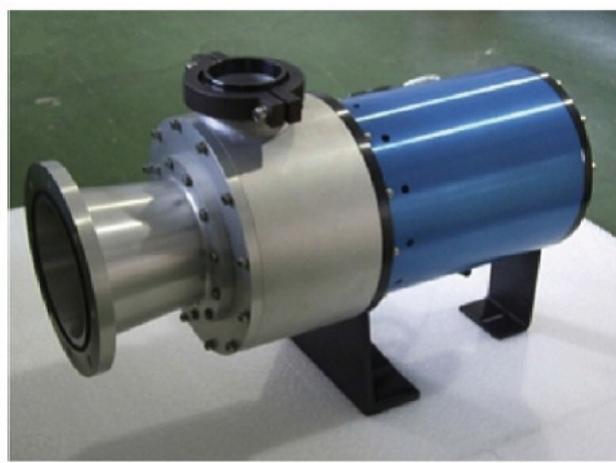


Рис. 5. Фотография турбогенератора, разработанного для рабочего тела R245fa

3. Радиально-осевая однопоточная турбина

Основные параметры турбины приведены в таблице 1. Для выполнения требования обеспечения минимально допустимого значения высоты канала на входе в турбину (не менее 5 мм) был принят угол выхода потока из НА α_1 равный 4.4° . Треугольники скоростей для данной проточной части показаны на рисунке 6, а основные геометрические характеристики – на рисунке 7.

Проточные части лопаток НА и РК построены в программе BladeGen, которая является составной частью программного комплекса Ansys.

Профили лопаток НА (рис.8) имеют конусообразную форму.

Вид разработанной проточной части представлен на рисунке 9.

Таблица 1
Расчетные параметры турбины

Давление на входе	14.64 bar(абс)
Температура на входе	414.15 K
Давление на выходе	2.2 bar(абс)
Массовый расход	1.22 кг/сек
Скорость вращения	15000 об/мин

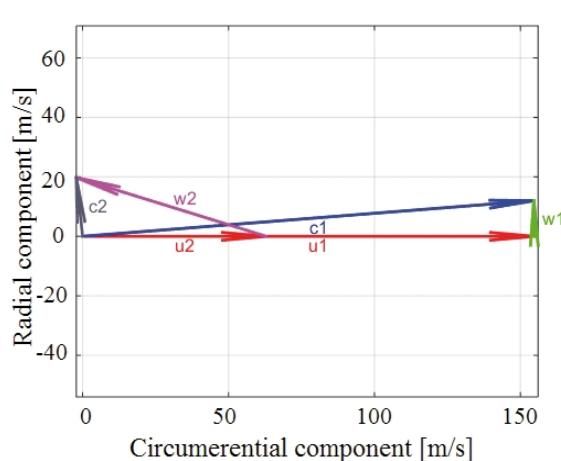


Рис. 6. Треугольники скоростей

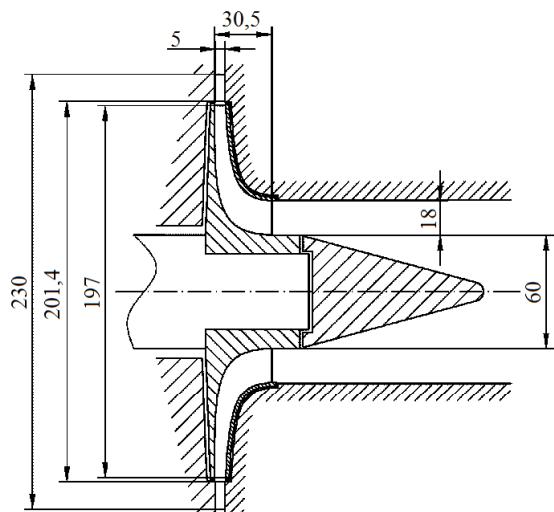


Рис. 7. Основные геометрические характеристики проточной части

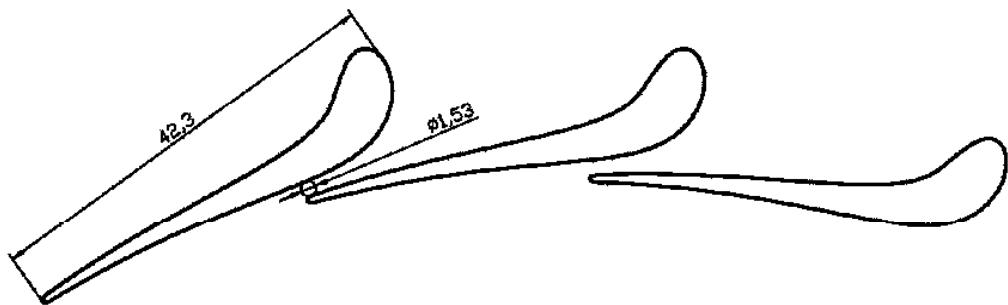


Рис. 8. Вид спроектированного НА



Рис. 9. Вид разработанной проточной части

3D-расчеты выполнены в программном комплексе Ansys CFX. Расчетная сетка включает по одному межлопаточному каналу НА и РК и содержит около 800 тыс. элементов, из которых около 450 тыс. приходится на НА и 350 тыс. на РК. Основные результаты 1D и 3D расчетов представлены в таблицах 2 и 3 соответственно.

Видно, что, несмотря на относительно большое число Маха (среднее значение числа Маха в межлопаточном канале НА – 1.33 [11]), была достигнута достаточно высокая эффективность проточной части – 88%. Расчеты проводились без учета протечек. Картина визуализации течения потока показана на рисунках 10 и 11.

Таблица 2

Основные результаты расчетов ступени

1D		3D		Количество лопаток		Момент	Скорость вращения
P , кВт	η	P , кВт	η	НА	РК	M , Нм	N , об/мин
29.4	0.86	30.2	0.88	22	15	19.23	15 000

Таблица 3

Результаты расчета ступени

P ₀ , кПа	P ₁ , кПа	P ₂ , кПа	T ₀ , К	T ₁ , К	T ₂ , К
1464	492	220	414.15	386.45	370.1

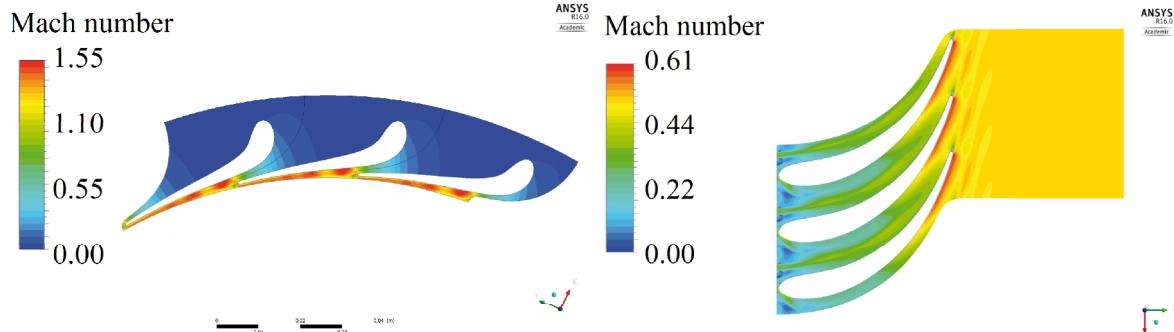


Рис. 10. Изолинии чисел Маха в среднем сечении канала НА

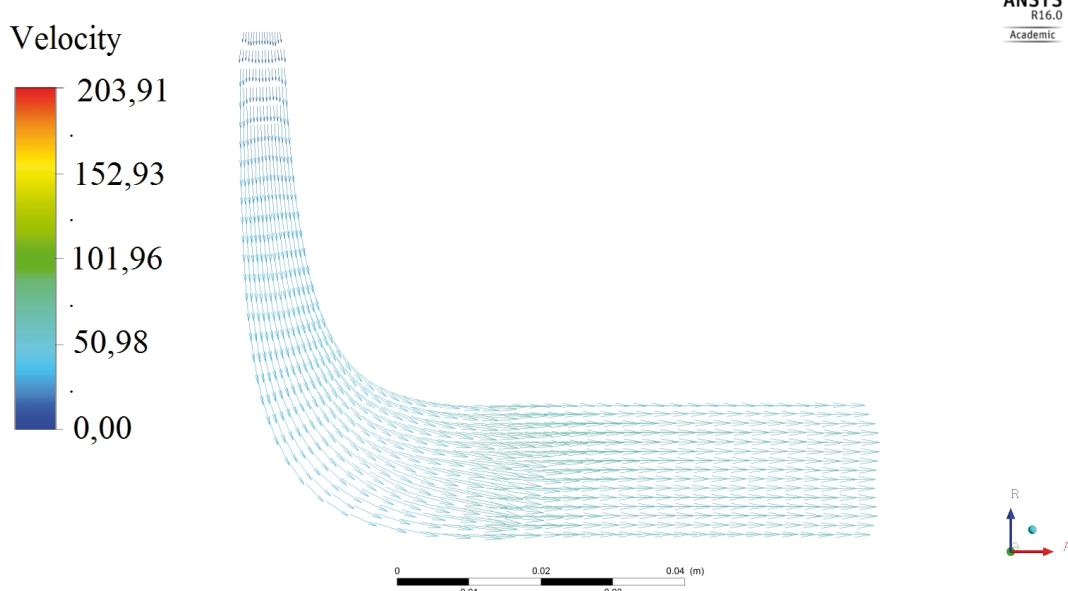


Рис. 11. Векторы скорости в среднем меридиональном сечении РК

4. Радиально-осевая двухпоточная турбина

Основным недостатком однопоточной радиально-осевой конструкции является наличие существенного осевого усилия. Такой недостаток отсутствует в двухпоточной турбине, в которой поток начиная с радиального участка разделяется на два симметричных осевых потока (в разные стороны).

На рисунке 12 представлен вид проточной части, а в таблице 4 – основные геометрические характеристики двухпоточной радиально-

осевой турбины (одного потока). 3D-расчеты спроектированной проточной части проводились с помощью программного комплекса IPM Flow [12]. Расчет выполнен на сетке с суммарным числом ячеек более 1 млн (около 500 тыс. ячеек в одном венце) с использованием уравнения состояния Бенедикта-Вебба-Рубина с 32 членами [13].

На рисунках 13 и 14 представлена визуализация течения в проточной части, а в таблице 5 – ее интегральные характеристики, полученные по результатам 3D-расчета.

Таблица 4

Геометрические характеристики первого варианта радиально-осевой проточной части

r_{ax} , НА	$r_{вых}$, НА	l_{ax} , НА	$l_{вых}$, НА	z , НА
100	85,96	3	3	41
r_{ax} , РК	$r_{вых}$, РК	l_{ax} , РК	$l_{вых}$, РК	z , РК
81	36,3	3	16	16

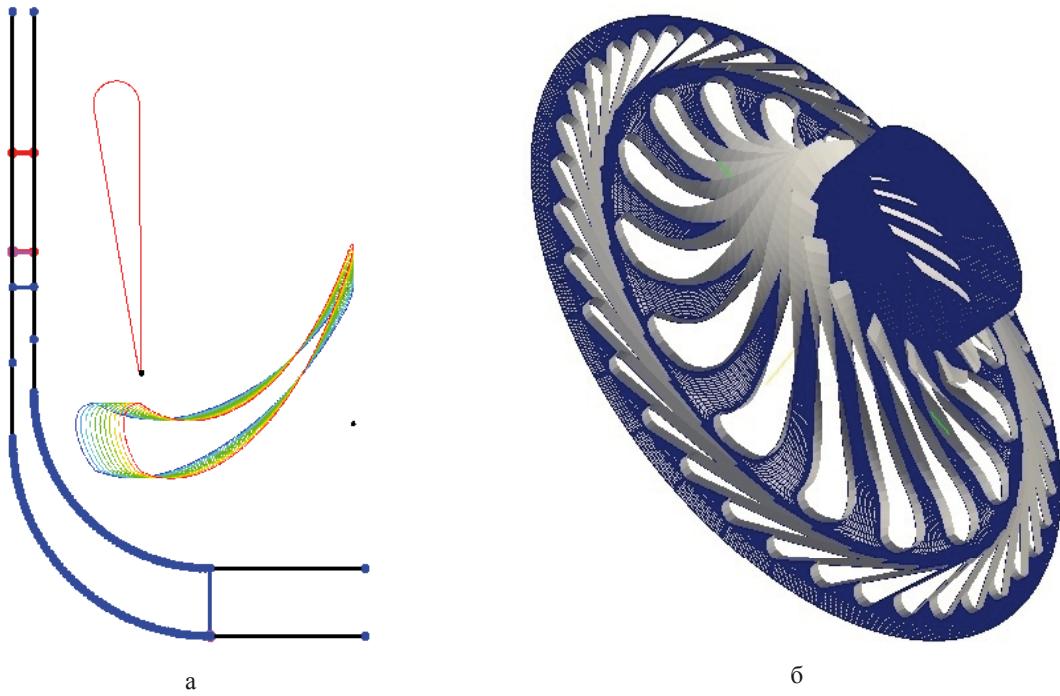


Рис. 12. Вид первого варианта радиально-осевой проточной части:
а – меридиональное сечение; б – изометрия

Несмотря на то, что проточная часть состоит из одной ступени, на которой срабатывается большой тепловой перепад, в ней наблюдается благоприятная картина обтекания. Максимальная величина числа Maxa во всей проточ-

ной части не превышает 2, отсутствуют скачки уплотнения и отрывы потока. Предложенная проточная часть имеет высокую газодинамическую эффективность, ее внутренний КПД составляет 88,5 %.

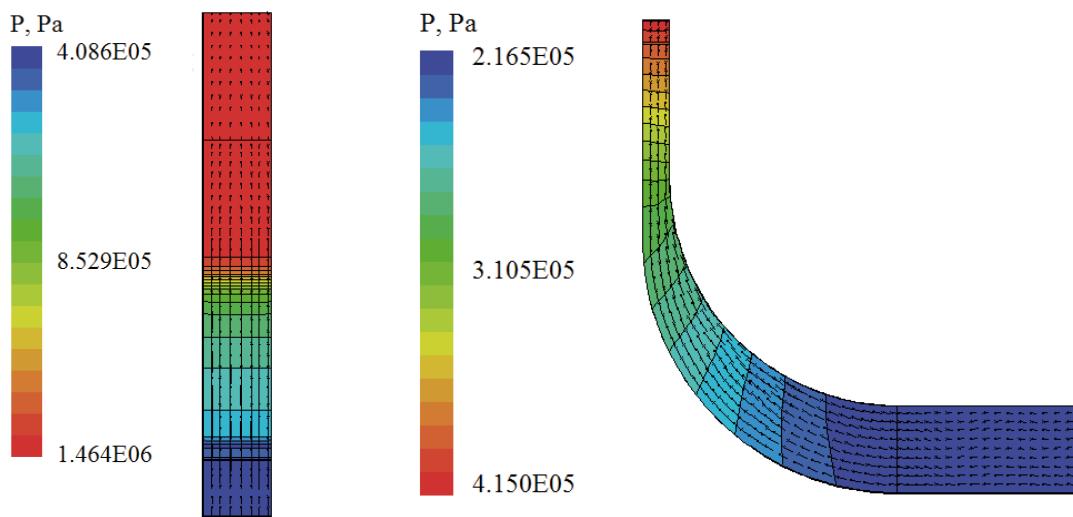


Рис. 13. Векторы скорости и изолинии давления в среднем меридиональном сечении: а – НА; б – РК

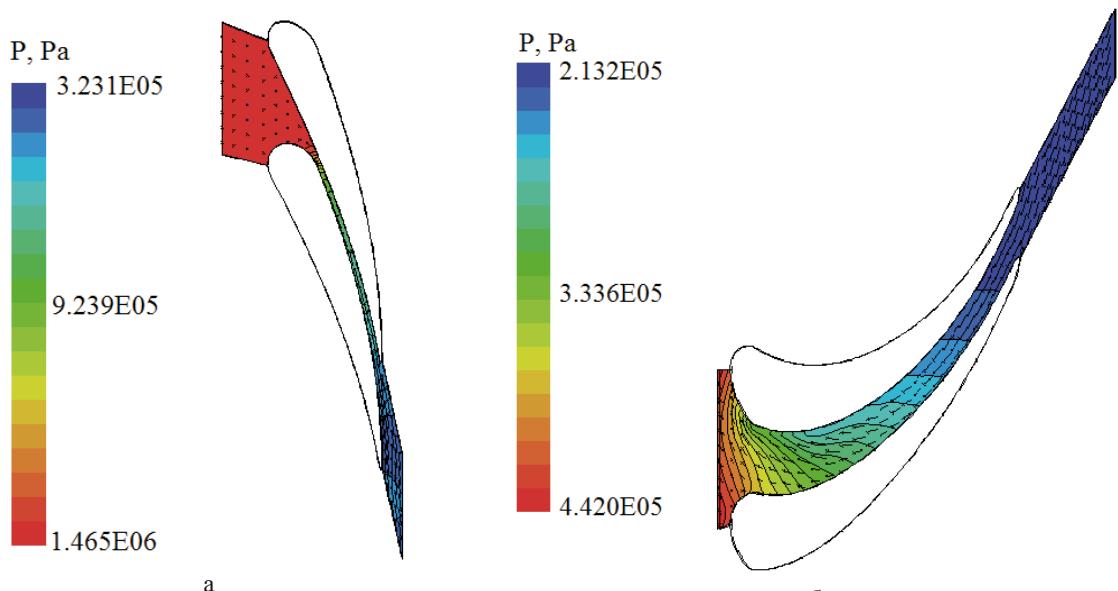


Рис. 14. Векторы скорости и изолинии давления в среднем тангенциальном сечении: а – НА; б – РК

Таблица 5

Основные интегральные характеристики проточной части

P_1 , кПа	T_1 , К	T_2 , К	c_1 , м/с	c_2 , м/с	w_1	w_2	α_2 , град	N , Вт	η , %
440,586	394,67	379,77	152,099	29,859	26,74	72,769	7,671	30097	88,48

5. Описание выбранной конструкции

Несмотря на полученную высокую газодинамическую эффективность, из-за технологических сложностей изготовления и большой материалоемкости было принято решение не применять конструкцию двухпоточной турбины.

Для выбранной конструкции в связи с высокой скоростью вращения и большими осевыми усилиями одним из наиболее проблематичных узлов являются подшипники. С учетом того,

что разработанная установка является лабораторным образцом, а главной задачей является исследование проточной части, было принято решение использовать шариковые подшипники, которые характеризуются высокой жесткостью, доступностью, быстро могут быть замены и выдерживают большие осевые усилия. Их основным недостатком является малый ресурс эксплуатации. 3D-модель турбогенератора показана на рисунке 15.

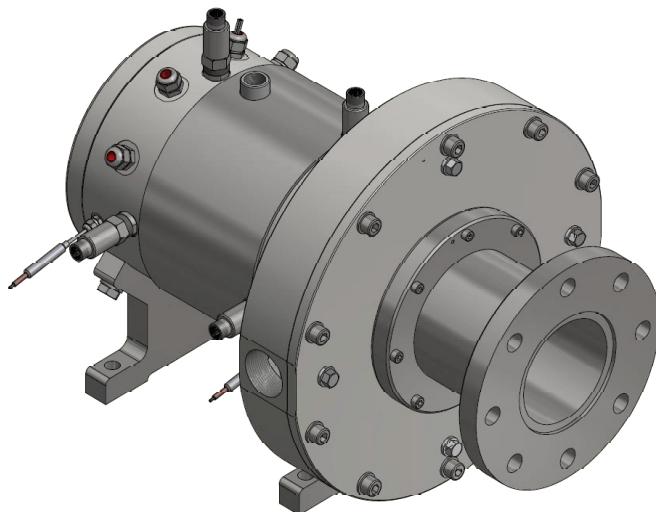


Рис. 15. 3D-модель турбогенератора, использующего в качестве рабочего тела SES 36

6. Выводы

Предложено несколько вариантов радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела SES36. Все рассмотренные варианты турбин имеют относительно высокую газодинамическую эффективность. Одноточечная радиально-осевая конструкция несколько уступает варианту двухпоточной турбины по КПД, однако, ее преимуществом является то, что она имеет меньшие габариты, металлоемкость и, соответственно, стоимость.

В настоящее время образец турбогенератора изготовлен и проходят его лабораторные испытания.

Литература

1. Gaia M. 30 years of Organic Rankine Cycle Development [Electronic resource] / M. Gaia // 1st Int. Seminar on ORC Power Systems, 22-23 September 2011. - Delft, 2011. Available online : www.kcorc.org/en/literature/orc2011-proceedings.
2. Rusanov, A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling [Text] / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering. – 2015. – Vol. 5(1). – P. 399–410. DOI 10.1515/eng-2015-0047.
3. Elaboration of the flow system for a co-generation ORC turbine [Electronic resource] / A. Rusanov, P. Lampart, S. Rusanov [at all] // Thermodynamics & Fluid Flow ES 2013 : Proc. 12-th Conf. on Power System Engineering, 13-14 June 2013, Plzen, Czech Rep. – 2013. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).
4. Balje, O. E. A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A-Similarity Relations and Design Criteria of Turbines [Text] / O. E. Balj   // J. Eng. Power. – 1962. – Vol. 84(1). – P. 83.
5. Kang S. H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid [Text] / S. H. Kang // Energy. – 2012. – Vol. 41(1). – P. 514–524.
6. Capata R. Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC) [Text] / R. Capata, G. Hernandez // Energies. – 2014. – Vol. 7(11). – P. 7067–7093.
7. Methods for design of radia-axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM [Text] / P. Klonowicz, R. Rusanov, A. Rusanov [at all] // Bull. NTU “KhPI”. Ser., Power heat Eng. Process. Equip. – 2015. – Vol. 16(1125). – P. 67–77.
8. Klonowicz P. Design and numerical study of turbines operating with MDM asworking fluid [Text] / P. Klonowicz // Open Engineering. – 2015. – Vol. 5(1). DOI 10.1515/eng-2015-0050. – P. 120-128.
9. Suchocki T. Numerical investigation of a GTM-140 turbojet engine [Text] / T. Suchocki, P. Lampart, P. Klonowicz // Zesz. Nauk. Ciepl. Masz. Przepywowe – Turbomach, Politech, ydzka. – 2014. – No. 145, – P. 115–116.
10. Design and performance measurements of an organic vapour turbine [Text] / P. Klonowicz, A. Borsukiewicz-Gozdur, P. Hanousek [at all] // Appl. Therm. Eng. - 2014. – Vol. 63(1). – P. 297–303.
11. Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine [Text] / J. Harinck, D. Pasquale, R. Pecnik [at all] // First International Seminar on ORC Power Systems ORC 2011, Delft, The Netherlands. – 2011.
12. Calculations of 3D viscous compressible turbomachinery flows [Text] / S. Yershov, A. Rusanov, A. Gardzilewicz [at all] // Proc. 2nd Symp. on

Comp. Technologies for Fluid / Thermal / Chemical Systems with Industrial Applications, ASME PVP Division Conf., 1-5 August 1999, Boston, USA, PVP. – 1999. – Vol. 397(2). – P. 143–154.

13. Русанов А. В. Интерполяционно-аналитическая аппроксимация модифицированного уравнения состояния Бенедиктса

Вебба-Рубина для учета реальных свойств рабочих тел в трехмерных расчетах [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Р. А. Русанов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – Вып. 3. – С. 18–23.

Поступила в редакцию 17.06.2016

Р.А. Русанов, П. Клонович, А.В. Русанов, П. Лампарт, М. Шиманяк, М.О. Чугай, Н.В. Пащенко. Розробка дизайну проточної частини турбіни для лабораторної енергетичної ORC установки

Представлено кілька варіантів радіально-осьових проточних частин турбін потужністю 30 кВт для когенераційної установки, що використовує як робоче тіло SES36. Чисельне дослідження 3D-течії в проточних частинах виконано з урахуванням реальних властивостей робочого тіла, що визначаються за допомогою довідкових таблиць і модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рубіна. Представлені турбіни характеризуються дуже малим кутом виходу потоку (блізько 4,5) з направляючого апарату. Газодинамічна ефективність розроблених проточних частин турбін є достатньою для енергетичних машин подібного виду.

Ключові слова: когенераційна установка, низькокиплячі робочі тіла, чисельний метод, турбіна, радіально-осьова ступінь.

R.A. Rusanov, P. Klonowicz, A.V. Rusanov, P. Lampart, M. Szymaniak, M.A. Chugay, N.V. Pashchenko. Elaboration of the flow part of turbine for laboratory energy ORC unit

Presented several options of 30 kW radial-axial turbine flow parts for cogeneration plant, which uses as a working oil SES36. Numerical investigation of 3D flow in flow parts are made based on actual properties of the working fluid, which are determined using a reference tables and modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. Presented turbines are characterized by a very small output angle of stream (about 4,5) from the stator. Gas-dynamic efficiency of the developed part of the turbine flow is sufficient to power machines of this kind.

Key words: cogeneration unit, low-boiling working body, numerical method, turbine, radial-axial stage.

УДК 621.646.42: 621.05

С.А. ШЕВЧЕНКО¹, Ю.А. МИТИКОВ², А.Л. ГРИГОРЬЕВ³¹*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», Украина*²*Днепропетровский национальный университет, Украина*³*Национальный технический университет «ХПИ», Украина*

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АГРЕГАТОВ АВТОМАТИКИ ПНЕВМОСИСТЕМ РАКЕТНОЙ ТЕХНИКИ ПРИ УЧЕТЕ ФАКТОРА СЖИМАЕМОСТИ ГЕЛИЯ

Показано, что при расчете параметров гелия в агрегатах автоматики ракетной техники допустимо использовать модель реального газа Абеля. Выведено уточненное уравнение сжимаемости гелия в полости и получены простые формулы для расчета фактора сжимаемости, энталпии, модуля сжимаемости, скорости звука, функций давления, эффекта Джоуля – Томсона. Уточнены формулы для расчета расхода гелия через дроссель. Проведено сравнительное исследование моделей идеального и реального газа на примерах динамического расчета двух пневмосистем. Учет фактора сжимаемости гелия уточнил темп снижения давления в баллонах и жесткость переходных процессов.

Ключевые слова: агрегат пневмоавтоматики, ЖРД многократного включения, рулевая машина, газодинамический расчет, реальный газ, уравнение состояния гелия, фактор сжимаемости.

Введение и постановка задачи

В работах [1,2] представлена замкнутая дискретно-континуальная модель пневмосистемы запуска ЖРД многократного включения, устанавливаемого на верхние ступени ракет-носителей. Модель описывает колебания параметров газа в трубопроводах, для чего используются уравнения одномерной газовой динамики, и изменения давления и температуры газа в полостях. Параметры сжатого гелия, используемого в качестве рабочего тела пневмосистемы, описываются уравнением состояния идеального газа. Особенностями модели являются учет теплообмена со стенками полостей, а также уточнение газодинамических сил, возникающих в зазоре между клапаном и седлом, и усилий замыкающих пружин, где учитываются колебания витков. Показана удовлетворительная сходимость результатов расчета и эксперимента, полученных по модели и при огневых испытаниях двигателя.

В работе [3] выполнено уточнение этой модели. Оно касается учета инерционности газа при его нестационарном выпуске из шаробаллона. Указанный эффект моделируется при использовании приведенной массы газа. Показано, что учет инерционности газа в горловине и штуцере шаробаллона изменяет частоты колебаний системы и улучшает сходимость расчетных и экспериментальных данных.

В работе [4] эта же пневмосистема использовалась для проведения эксперимента по определению скорости звука для столба воздуха в канале с гофрированной стенкой – металлокаркасе. Попутно выявлен эффект

значительного (на 2030 градусов) снижения температуры воздуха при его дросселировании через клапанную щель, что противоречит теории идеального газа, но объясняется теорией реального газа, описываемого уравнением состояния

$$p = z \rho R T, \quad (1)$$

связывающим давление p , плотность ρ и температуру T ; R – газовая постоянная; $z(p,T)$ – фактор сжимаемости [5]. После чего был поставлен вопрос о целесообразности внесения уточнений в математическую модель [1,2] пневмосистемы.

Переход к модели реального газа (это цель данной работы) предполагает решение задач по уточнению ряда расчетных уравнений и формул:

- уравнения сжимаемости газа в полости;
- формулы для скорости звука и инвариантов уравнений одномерной газовой динамики;
- формулы Сен-Венана для расхода газа;
- формулы для температуры газа после дросселирования с учетом эффекта Джоуля – Томсона.

Причем при решении этих задач должна быть учтена специфика моделируемых устройств, диапазоны изменения их параметров, а предлагаемые уточнения не должны быть излишне сложными.

Первый и третий пункты перечня задач исследовались в статье [6], но ее автор проф. В.Ф. Присняков не включил эту теорию в свой учебник [7]. Противоречие между текстами работ [6] и [7] создавало впечатление, что ука-

занные уточнения для агрегатов пневмоавтоматики ракетной техники не столь уж важны, но специалисты понимали их важность и использовали в своих работах [8,9].

Известно, что в этой отрасли для моделирования динамики пневмо- и гидросистем, как правило, используются дискретные модели, и континуально-дискретная модель [1] является исключением. В других областях технической газодинамики, стремясь повысить точность моделирования, не только отказались от уравнений идеального газа, но и от возможности приближенного решения волнового уравнения с потерями в инвариантах, и используют, например, сеточные методы. Поэтому, если судить по доступным литературным источникам, комплекс из 4-х изменений, актуальный для модели [1], в этой публикации представляется впервые.

В конце статьи помещен отчет об эффективности учета этих изменений на примерах из практики проектирования двух пневмосистем – для обеспечения многократного включения ЖРД третьей ступени и поворота вектора тяги первой ступени ракеты-носителя (РН). Поскольку рабочим телом в этих и многих других системах является гелий, мы ограничились учетом фактора сжимаемости гелия.

Анализ известных методов учета фактора сжимаемости гелия

Уравнение сжимаемости гелия из [6], использованное также в [8], имело вид

$$\dot{p} = z \frac{k-1}{V} \left[\dot{Q}_B - \frac{k \cdot \dot{m} \cdot R \cdot T}{k-1} \right] + \frac{\dot{z}}{z} \cdot p, \quad (2)$$

где $k = 1.66$ – это показатель адиабаты гелия;

\dot{Q}_B – поток приходящего тепла от стенок.

Оно было получено для полости постоянного объема V ; кроме того, предполагалось, что поток массы \dot{m} имеет одно направление течения – из полости, и обратные забросы (которые обычны для агрегатов пневмоавтоматики) невозможны.

В работе [6] рекомендуется вычислять \dot{z} по результатам расчета на предыдущем шаге интегрирования, что допустимо при медленном и монотонном изменении параметров, но не при колебаниях, как это происходит в агрегатах пневмоавтоматики.

Кроме того, поскольку фактор z зависит от давления и температуры, то уравнение (2) не позволяет найти модуль сжимаемости и скорость звука.

Можно указать недостаток, препятствующий применению уравнения (2) для расчета параметров других рабочих тел. При его выводе использованы формулы Майера для теплопроводности

$$c_V = R / (k-1); \quad c_p = k \cdot R / (k-1), \quad (3)$$

справедливые для идеального газа, а у реального газа теплоемкость зависит от температуры и давления. Исключение представляет гелий, у которого указанная зависимость существенна только в области низких температур (когда $T < 20\text{ K}$), но для других рабочих тел она заметна, и ее нужно учитывать [5]. Однако, у любого реального газа, в том числе и у гелия, существует внутренняя потенциальная энергия, которая при выводе (2) не учтена.

В работе [9] уравнение (2) было уточнено. Использование равенства

$$\dot{z} = z'_p \cdot \dot{p} + z'_T \cdot \dot{T}$$

позволило отказаться от интегрирования уравнения (2) с запаздывающей правой частью, как это делалось в [6] и [8]. Однако, при выводе расчетных уравнений не была учтена зависимость энталпии от давления; в результате процесс сжатия газа в полости описывался не одним (как это следует из физики описываемого процесса), а двумя модулями сжимаемости – модулем K_V для изменения объема при неизменной массе и модулем K_m для изменения массы газа при неизменном объеме,

$$K_m = \frac{k + (k-1)z_T}{1-z_p} p, \quad K_V = \frac{k + (k-1)(z_T z + z - 1)}{1-z_p} p,$$

где $z_T = T \cdot z'_T / z$; $z_p = p \cdot z'_p / z$.

Кроме того, при вычислении этих производных использовалась приближенная зависимость вида

$$z = 0.97 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p / T, \quad (4)$$

где $a_1 = 5.1 \cdot 10^{-4}$, $a_2 = 1.427$; давления p имеют размерность МПа.

Формула (4), как утверждалось в [6], имеет при $p < 20\text{ MPa}$ погрешность менее 1%, но дифференцирование снижает точность аппроксимирующих формул. Кроме того, максимальное давление гелия в области рабочих режимов агрегатов пневмоавтоматики ракетной техники (рис.1) превышает 20 МПа.

Выбор уравнения состояния гелия

Виримальное уравнение состояния гелия, использованное в [10] в качестве стандарта для описания его физических свойств при $T > 20\text{ K}$, содержит 32 коэффициента, что затрудняет дифференцирование. Как следует из таблиц [10], в подобласти высокого давления (рис.1) фактор сжимаемости z составляет 1.05...1.2, и использовать здесь уравнение состояния идеального газа недопустимо. Для похожих задач в [11] используются две модели реального газа – Ван-дер-Ваальса и Абеля. У газа Ван-дер-Ваальса коэффициенты уравнения состояния

$$(p + 3p_{kp}(\rho/\rho_{kp})^2)(V - (m/\rho_{kp})/3) = R m T \quad (5)$$

зависят от плотности ρ_{kp} , давления p_{kp} и температуры T_{kp} в критической точке, причем

$$\rho_{kp} = z_{kp} \rho_{kp} R T_{kp} \text{ и } z_{kp} = 0.375.$$

Из (5) следует формула для фактора сжимаемости газа Ван-дер-Ваальса:

$$z = 1 / [(1 + 3(p_{kp}/p)(\rho/\rho_{kp})^2)(1 - (\rho/\rho_{kp})/3)]. \quad (6)$$

Как указано в [10], у гелия

$$\rho_{kp} = 69.6 \text{ кг/м}^3, p_{kp} = 0.22 \text{ МПа}, T_{kp} = 5.2 \text{ К}$$

$$R = 2078 \text{ Дж/(кг·К)} \text{ и } z_{kp} = 0.303.$$

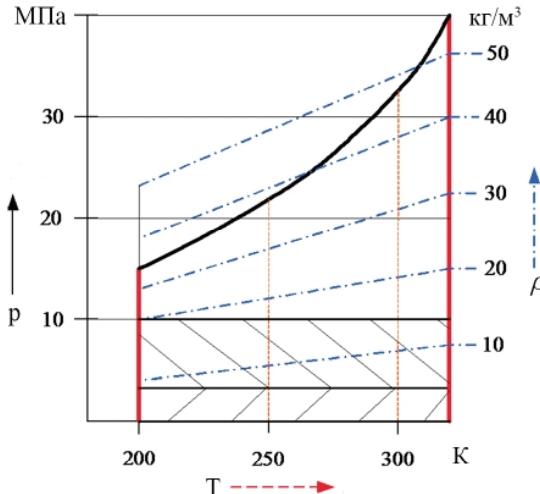


Рис. 1. Параметры гелия в области рабочих режимов агрегатов пневматики; штриховкой выделены подобласти низкого (пневмопривод) и среднего (управление) регулируемого давления; подобласть высокого регулируемого (пневмогидропривод) и нерегулируемого (шаробаллон) давления ограничена сверху адиабатой

Следовательно, уравнение (5) выполняется приближенно, что привело к недостаточной точности формулы (6); к тому же она имеет сложный вид.

В высокотемпературной области $T_{kp}/T \ll 1$, и в правой части вироильного уравнения гелия обычно оставляют только два слагаемых

$$p/\rho = R T + b_2 R p, \quad (7)$$

а так называемый *второй вироильный коэффициент* b_2 подбирают из условия наилучшей аппроксимации табличных данных [10] для заданных диапазонов изменения параметров

газа. Реализация этого метода проиллюстрирована на рис. 2; усреднение по 20-ти точкам, попадающим внутрь области рабочих режимов (рис.1), дало значение

$$b_2 = 1.378 [\text{К/МПа}].$$

Равенство (7) можно записать в форме уравнения состояния газа Абеля:

$$p V = (1 + b_2 p/T) R m T, \quad (8)$$

которое является частным случаем уравнения (5):

$$p(V - b_2 R m) = m R T. \quad (9)$$

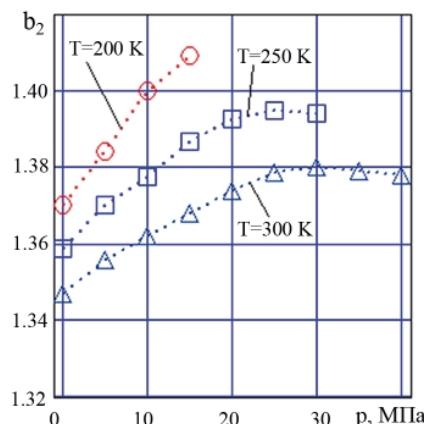


Рис. 2. Выбор константы аппроксимации

Из (8) вытекает формула

$$z = 1 + b_2 p/T, \quad (10)$$

а из (9) — формальное постоянство внутренней потенциальной энергии. Но изменение этой энергии в расчете учитывается в зависимости энталпии от давления; ее производная имеет вид [11]:

$$\partial h / \partial p = m^{-1}(V - R m T / p) = b_2 R = c_2,$$

следовательно

$$h = c_p T + c_2 p + h_0^0, \quad (11)$$

где h_0^0 — это *теплота сублимации*;

$$c_2 = 0.002862 [\text{м}^3/\text{кг}].$$

Константа c_2 входит также в формулу

$$z = 1 / (1 - c_2 \rho), \quad (12)$$

которая выводится из (8) и (10).

Результаты расчета по формулам (10) и (11) на рис. 3 а, б показаны в сравнении с табличными значениями из справочника [10]. Для параметров гелия, попадающих в рабочую область, максимальная относительная погрешность расчета фактора сжимаемости составила 0.2%, а энталпии — 0.4%. Относительная погрешность для определения зависимости энталпии от давления не превысила 7%.

В дальнейших выкладках теплоту сублимации учитывать не будем, а уравнение (11) с учетом (10) преобразуем к следующему эквивалентному виду:

$$h = c_p T (1 + (1 - 1/k)(z - 1)). \quad (13)$$

Таким образом, модель реального газа Абеля при усредненном значении вириального коэффициента b_2 имеет достаточную точность для описания массы и полной энергии гелия.

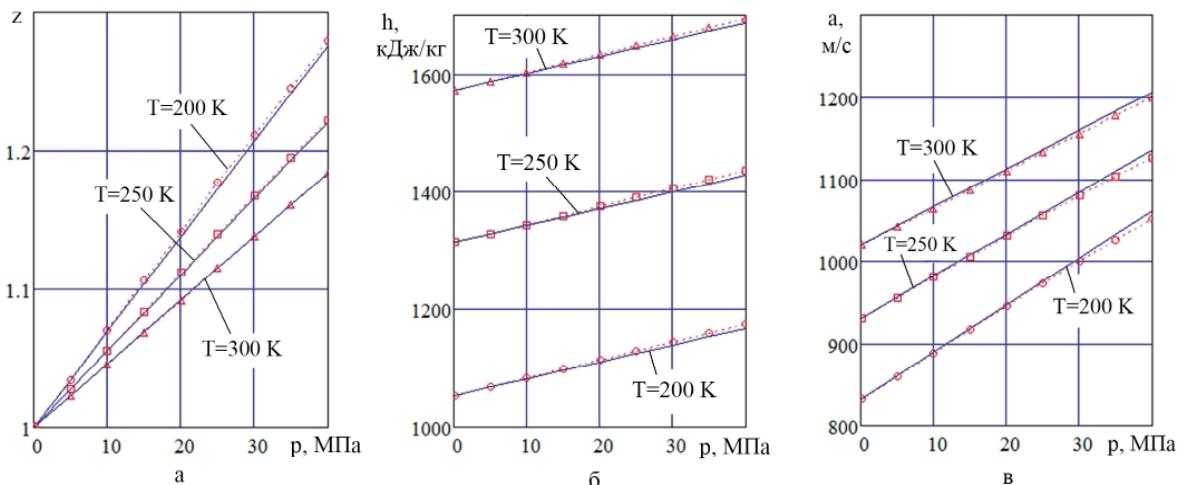


Рис. 3. Сопоставление табличных (пунктирные линии) и расчетных (сплошные линии) данных

Вывод уточненного уравнения сжимаемости гелия в полости

Изменим, по сравнению с (2), направления для положительных потоков массы \dot{m} и тепла \dot{Q} ; величина \dot{m} в этом случае обозначает не только поток, но и скорость изменения массы газа в полости.

В результате уравнение (2) примет вид:

$$\dot{p} = z \frac{k-1}{V} \left[\frac{k \dot{m} R T}{k-1} - \dot{Q} \right] + \frac{\dot{z}}{z} p, \quad (14)$$

и его будем сравнивать с тем, что выведем ниже.

Запишем уравнение (1) для состояния гелия как реального газа и продифференцируем обе части равенства $pV = z m R T$ по времени:

$$\dot{p} V + p \dot{V} = \dot{z} m R T + z \dot{m} R T + z m R \dot{T}. \quad (15)$$

Из первого начала термодинамики имеем

$$c_V (\dot{m} T + m \dot{T}) + p \dot{V} = h_{\dot{m}} \dot{m} - \dot{Q}, \quad (16)$$

где $h_{\dot{m}}$ — это энталпия газа в потоке массы \dot{m} .

Используя формулы (3) для теплоемкостей, из системы (15), (16) исключим производную \dot{T} ; после несложных преобразований с учетом формулы (13) для энталпии h газа в полости получаем

$$\dot{p} = \frac{\dot{z}}{z} p + (k + (k-1)(z-1)) \frac{\dot{p}}{p} p + \frac{z(k-1)}{V} \Sigma \dot{Q}, \quad (17)$$

где в суммарном потоке энергии

$$\Sigma \dot{Q} = (h_{\dot{m}} - h) \dot{m} - \dot{Q}$$

учтена разность теплосодержания газа.

Чтобы устранить из (17) производную \dot{z} продифференцируем (12):

$$\dot{z} = c_2 / (1 - c_2 \rho)^2 \dot{\rho} = c_2 z^2 \dot{\rho} = (z-1) z \dot{\rho} / \rho,$$

откуда $\dot{z} / z = (z-1) \dot{\rho} / \rho$.

Подстановка в (17) приводит к искомому уравнению сжимаемости:

$$\dot{p} = k z \frac{\dot{\rho}}{\rho} p + \frac{z(k-1)}{V} [(h_{\dot{m}} - h) \dot{m} - \dot{Q}]. \quad (18)$$

Если газ уходит из полости постоянного объема, то (18) принимает вид

$$\dot{p} = \frac{z(k-1)}{V} \left(\frac{z k \dot{m} R T}{k-1} - \dot{Q} \right),$$

который отличается от уравнения (14).

Модуль сжимаемости и характеристики адабаты для гелия

Этот модуль находят из уравнения (17) при условии $\dot{Q} = 0$, $h_{\dot{m}} = h$ по формуле

$$K = \rho d\rho / dp.$$

Для этого случая уравнение (18) упрощается:

$$\dot{p} = k z p \dot{\rho} / \rho, \quad (19)$$

и мы получаем

$$K = z k p. \quad (20)$$

Оказалось, что гелий как реальный газ имеет больший модуль сжимаемости, чем идеальный газ при том же значении давления. При значениях параметров газа, соответствующих 1-му включению ЖРД [1], получаем увеличение модуля сжимаемости на 16%, что приводит к повышенной амплитуде колебаний давления во входной магистрали.

Чтобы получить соотношения параметров газа на адиабате перепишем уравнение (19) в виде

$$\dot{p}/p = k \dot{\rho} / [(1 - c_2 \rho) \rho]$$

и проинтегрируем обе части этого равенства. После преобразований получаем:

$$p/p_0 = ((z(\rho)\rho)/(z(p_0)\rho_0))^k. \quad (21)$$

Как видим, (21) повторяет адиабатическое соотношение идеального газа, но для скорректированного значения плотности. Фактор $z(\rho) > 1$, и коррекция уменьшает плотность газа в z раз. Это, например, означает, что к началу первого включения пневмосистемы запуска ЖРД масса гелия в шаробаллоне окажется на 16% меньше, чем ее значение, определенное по формулам идеального газа.

Для температуры используем уравнение (1):

$$T = p/(z\rho R),$$

$$\text{откуда } \frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{z(\rho)\rho}{z(p_0)\rho_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/k},$$

$$\text{то есть } T/T_0 = (p/p_0)^{(k-1)/k}. \quad (22)$$

Оказалось, что у гелия в области рабочих режимов пневмоавтоматики зависимость адиабатической температуры от давления такая же, как у идеального газа с показателем адиабаты $k = 1.66$.

Скорость звука и функции давления для волновых инвариантов Римана

После перехода к модели реального газа изменяется формула для расчета скорости звука в трубопроводе, наполненном сжатым гелием:

$$\hat{a} = \sqrt{dp/d\rho} = \sqrt{z^2 k R T} = za, \quad (23)$$

где $a = \sqrt{k R T}$ – адиабатическая скорость звука.

Формула (23) с высокой точностью (рис. 3 в) соответствует табличным значениям из справочника [10]; максимальная относительная погрешность для области рабочих режимов не превосходит 0.5%. Это означает, что модель реального газа Абеля с усредненным значением вириального коэффициента b_2 допускает возможность дифференцирования всех составляющих своего уравнения состояния.

При расчетах входного трубопровода пневмосистемы запуска ЖРД скорость звука

на первом включении увеличится примерно на 16%, а на последнем включении – менее чем на 3%.

Для учета колебаний параметров газа в этом трубопроводе, а также во входном трубопроводе управляющего регулятора, используются волновые инварианты Римана (адиабатический и изотермический) и соответствующие функции давления

$$\varepsilon_{ad}(p) = \int_{p_0}^p \frac{dp}{\hat{a}\rho} = \int_{p_0}^p \frac{dp}{a(T)z(\rho)\rho};$$

$$\varepsilon_{is}(p) = \int_{p_0}^p \frac{dp}{\hat{a}\rho} = \int_{p_0}^p \frac{dp}{a(T_0)z(\rho)\rho}.$$

Поскольку для гелия $a(T)$ и $z(\rho)\rho$ зависят от давления газа p таким же образом, как в модели идеального газа, то расчетные формулы для функций давления не изменяются.

Расчет эффекта Джоуля-Томсона

В моделях [1], [6] и [8] использовалось предположение, что после дросселирования газа через зазоры клапанов его температура торможения восстанавливается до прежнего уровня. Однако, описанные в [4] эксперименты разрушили последние сомнения: температура газа по выходу из регулятора до прежнего уровня не восстанавливается. Поскольку единственное объяснение мог дать эффект Джоуля – Томсона, авторы обратились к теории этого эффекта [5] и нашли следующую формулу для дифференциального эффекта Джоуля – Томсона:

$$\partial T(p, h) / \partial p = C_p^{-1} \cdot [T \cdot \partial V(p, t) / \partial T - V],$$

где $C_p = c_p \cdot m$ – это теплоемкость газа в полости.

Для идеального газа $\partial T(p, h) / \partial p = 0$, и это означает, что если при дросселировании пренебречь теплообменом, то температура торможения T не изменяется; этим предложением и пользовались в [1], [6] и [8]. Но для реального газа Абеля мы получим другой результат:

$$\partial T(p, h) / \partial p = (R / c_p)(T^2 / p) \partial z(p, T) / \partial T.$$

После учета формулы (11) получаем

$$\partial z / \partial T = -b_2 p / T^2, \text{ и}$$

$$\partial T(p, h) / \partial p = -b_2 \cdot (1 - 1/k) = -K_T; \quad (24)$$

коэффициент $K_T \approx 0.55$ град / МПа

Уравнение (24) имеет простейшее решение:

$$\Delta T = -K_T \Delta p,$$

где $\Delta T, \Delta p$ – изменения температуры и давления при прохождении дросселя.

То есть уменьшение давления при дросселировании на 10 МПа повышает температуру торможения на $5.5^\circ \dots 5.9^\circ$ (учтена 7%-ая

погрешность определения коэффициента K_T). А на 1-ом включении ЖРД при прохождении через клапанную щель регулятора температура повысится на 17...18 градусов.

Эффект Джоуля – Томсона для гелия оказался *отрицательным*. Для воздуха он *положительный*, что и было подтверждено в экспериментах [4].

Корректировка формул Сен-Венана

При малом перепаде давления формула Сен-Венана для расхода \dot{m} через сечение с эффективной площадью μf повторяет закон Бернулли:

$$\dot{m} = \mu f \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}.$$

Переход к модели реального газа уменьшает плотность в z раз, расход уменьшается в \sqrt{z} раз, что отражено в формулах [6]. Но для потока массы гелия через отверстие при большом перепаде давления формулу Сен-Венана необходимо уточнять, а уточнение обосновывать. Кроме того, в [6] используется предположение, что в силу адиабатичности температура торможения газа в магистрали не изменяется и эффект Джоуля-Томсона игнорируется.

В книге Л.Г. Лойцянского [12] приводится *изоэнтропическая формула* для температуры:

$$T = T_0 / (1 + 0.5(k-1)M^2). \quad (25)$$

где M – это число Маха (считаем, что в начальном сечении оно равно 0).

Отсюда следует, что при установившемся течении теплоизолированного идеального газа *температура торможения* не изменяется, а текущая температура зависит от скорости газа и, напрямую, не зависит от его давления. Но у реального газа это не так: изменение давления через эффект Джоуля-Томсона напрямую влияет на изменение текущей температуры и температуры торможения. Наиболее просто это влияние проявляется у гелия, где вместо (25) мы будем иметь такую зависимость:

$$T = (T_0 + K_T(p_0 - p)) / (1 + 0.5(k-1)z^2 M^2). \quad (26)$$

Алгебраическое соотношение (26) вместе с равенствами (21), (22), уравнением (1) и определением

$$M = U / (z \sqrt{k R T}), \quad (27)$$

U – текущая скорость, образуют замкнутую систему уравнений, описывающую изменение параметров газа на участке адиабатического расширения.

Параметры газа, отвечающие минимальному сечению с площадью $A_* = \mu f$, будем помечать индексом $*$, а начальному сечению – индексом 0. Расход при критическом перепаде определяется так:

$$\dot{m} = \rho_* \hat{a}_* A_* = \rho_* z_* a_* A_* = \rho_* z_* \sqrt{k R T_*} A_*,$$

и, в силу соотношений (21) и (22) он зависит

от начальных параметров и критической температуры:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_0 z_0 \cdot (T_* / T_0)^{1/(k-1)} \sqrt{k R T_*} \cdot A_* = \\ &= p_0 / (R T_0) \cdot (T_* / T_0)^{1/(k-1)} \sqrt{k R T_*} \cdot A_*. \end{aligned}$$

Формула для T_* выводится из равенства

$$U_*^2 = [2kR / (k-1)] (T_0 \beta_0 - T_* \beta_*), \quad (28)$$

в которое превращается (26) после подстановки (27) и использования обозначений

$$\begin{aligned} \beta_0 &= 1 + K_T p_0 / T_0 = 1 + (1 - 1/k)(z_0 - 1); \\ \beta_* &= 1 + K_T p_* / T_* = 1 + (1 - 1/k)(z_* - 1). \end{aligned}$$

Равенство (28) имеет физический смысл, который является следствием (13): после умножения на $0.5 \cdot \Delta m$, где Δm – это элементарная масса газа, участвующая в установившемся течении газа через дроссель, слева получим увеличение ее кинетической энергии, а справа – уменьшение энталпии.

$$\text{Поскольку } U_*^2 = z^2 k R T_*, \text{ то} \\ T_* = \frac{T_0 \beta_0}{\beta_* + 0.5(k-1)z_*^2} = \frac{2 T_0}{k+1} \cdot \frac{1 + [1 - 1/k](z_0 - 1)}{1 + [1 - 1/k] \cdot 2(z_* - 1)}.$$

Учтем, что $z_0 - 1 = b_2 p_0 / T_0$, $z_* - 1 = b_2 p_* / T_*$, и полученное после этих подстановок уравнение объединим вместе с (22) в систему

$$\begin{cases} \frac{T_* + [1 - 1/k] b_2 \cdot 2 p_*}{T_0 + [1 - 1/k] b_2 \cdot p_0} = \frac{2}{k+1}; & \frac{p_*}{p_0} = \left(\frac{T_*}{T_0} \right)^{k/(k-1)} \end{cases}.$$

Решение этой системы ищем в виде

$$T_* = [2 / (k+1)] T_0 (1 - \delta T);$$

$$p_* = [2 / (k+1)]^{k/(k-1)} p_0 (1 - \delta p).$$

Относительное уменьшение давления и температуры при $z \leq 1.2$ описывается формулами

$$\delta p = (z_0 - 1) (2 \cdot [2 / (k+1)]^{1/(k-1)} - 1) \approx 0.3(z_0 - 1);$$

$$\delta T = (1 - 1/k) \delta p = 0.12(z_0 - 1),$$

и это снижает расход в δG раз,

$$\delta G = 1 - 0.5(1 + 1/k) \delta p \approx 1 - 0.24(z_0 - 1).$$

Допустимое пренебрежение этой поправкой компенсируется в расчете незначительным увеличением подъема клапана. Но повышение температуры перед выпускным дросселем пневмосистемы на 6%, происходящее по причине действия эффекта Джоуля – Томсона, уменьшает расход газа примерно на 3%, и это уменьшение не компенсируется.

Уточним формулу Сен-Венана для отношения давлений p_0 , p_1 до и после дросселя, меньшего критического. Как установлено выше, величина Δp_* критического перепада $\Delta p = p_1 / p_0$ для сжатого гелия зависит от фактора сжимаемости и составляет

$$\Delta p_* = [2 / (k+1)]^{k/(k-1)} (1 - \delta p) = 0.487 (1 - 0.3(z_0 - 1)).$$

Равенства (26), (27) для минимального сечения перепишем так:

$$U_*^2 = [2kR / (k-1)](T_0 + K_T p_0 - T_* - K_T p_*),$$

и преобразуем к виду

$$U_*^2 = \frac{2kRT_0}{(k-1)} \cdot (1 - \Delta p^{1-1/k} + (1-1/k)(z_0 - 1)(1 - \Delta p)),$$

где $p_* = p_1$; $T_* = T_0 (p_1 / p_0)^{1-1/k}$.

Определим плотность в минимальном сечении:

$$\rho_* = \Delta p^{1/k} \rho_0 z_0 / z_* = \Delta p^{1/k} \rho_0 z_0 (1 - c_2 \rho_*),$$

откуда $\rho_* = [p_0 / (RT_0)] \Delta p^{1/k} / (1 + \Delta p^{1/k} (z_0 - 1))$.

Следовательно,

$$\dot{m} = \frac{\mu f \cdot p_0}{RT_0} \sqrt{\frac{2kRT_0}{k-1} (\Delta p^{2/k} - \Delta p^{1+1/k})} \delta G(z_0, \Delta p), \quad (29)$$

где вначале использована классическая формула Сен-Венана, а поправочный множитель учитывает фактор сжимаемости гелия и имеет вид:

$$\delta G(z, \Delta) = \frac{\sqrt{1 + (1-1/k)(z-1)(1-\Delta)/(1-\Delta^{1-1/k})}}{1 + \Delta^{1/k}(z-1)}.$$

Изменение $\delta G(z, \Delta)$ показано на рис.4; при $z \leq 1.2$ допустимо использовать зависимость

$$\delta G(z, \Delta) = 1 - 0.5\Delta(z-1).$$

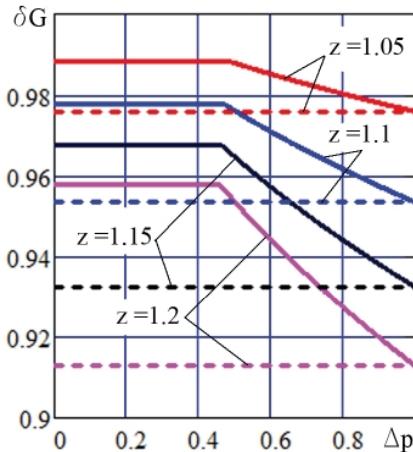


Рис. 4. Коэффициент изменения расхода гелия через дроссель при перепадах давления Δp с учетом фактора сжимаемости z ; пунктиром показаны его значения из работы [6]

Излом графиков отвечает критическому перепаду, левые точки излома вместо (29) используем формулу

$$\dot{m} = \frac{\mu f p_0}{\sqrt{RT_0}} \cdot \frac{3\sqrt{15}}{16} (1 - 0.24(z_0 - 1)). \quad (30)$$

Уточнения расчетных уравнений

Для учета фактора сжимаемости гелия некоторые уравнения из [1,2] подлежат корректировке.

В уравнении сжимаемости газа для i -той полости уточняется модуль сжимаемости и формула для потока энергии при обмене массы:

$$\frac{V_i \dot{p}_i}{k z_i p_i} = -\dot{V}_i - R \sum_j \left[\frac{b_2}{k} + \frac{\sigma_{i,j}}{p_i} \right] \cdot \dot{m}_{i,j} - \frac{(k-1)}{k p_i} \cdot \dot{Q}_i;$$

$$z_i = 1 + b_2 \frac{p_i}{T_i}; \quad \sigma_{i,j} = \begin{cases} T_i + b_2(1-1/k)p_i, & \dot{m}_{i,j} > 0; \\ T_j + b_2(1-1/k)p_j, & \dot{m}_{i,j} \leq 0, \end{cases}$$

а в уравнении неразрывности $\dot{m}_i = -\sum_j \dot{m}_{i,j}$ поток массы $\dot{m}_{i,j}$ вычисляется по формулам (29) или (30).

Температура газа в i -той полости определяется из уравнения состояния газа Абеля по формуле

$$T_i = p_i V_i / (R m_i) - b_2 p_i.$$

При моделировании потока газа по трубопроводу запаздывания $\tau_{\pm} = L / (\hat{a} \mp U)$ прямой и обратной волн на длине L определяются по уточненной скорости звука $\hat{a} = z \cdot a$. Кроме того, по уравнению Абеля, а не Клапейрона, определяются начальные значения m_i массы гелия в полостях.

Влияние фактора сжимаемости гелия на работу пневмосистемы запуска ЖРД

Расчетная схема этой пневмосистемы (рис. 5) содержит 19 полостей, 8 трубопроводов, 3 клапана, 4 поршня, 5 пружин. В модели [1,2] неустановившееся движение газа по трубопроводу, динамические деформации витков пружины и изменения температуры внутри стенки полости рассчитываются как системы с распределенными параметрами; для остальных элементов параметры сосредоточенные.

Учет фактора сжимаемости гелия, как показано выше, сводится к нетрудоемкой модернизации алгоритма расчета, причем, если в уточненных формулах принять значение $b_2 = 0$, то компьютерная программа вернется к работе по прежней модели. Используя этот прием, мы сравнили результаты расчетов для 1-го включения двигателя (рис. 6). На том же рисунке приведена запись сигнала датчика давления, установленного перед пневмоклапаном. Фактор сжимаемости не оказал существенного влияния на переходные процессы в исследуемой системе, но уточнил темп снижения давления при выпуске гелия из шаробаллона, что важно для обеспечения штатной работы при последнем включении двигателя.

Влияние фактора сжимаемости гелия на работу привода рулевой машины

Устройство, расчетная схема которого показана на рис. 7, является источником энергии для привода исполнительного органа системы управления движением РН – рулевой машины (РМ). Пневматическая и гидравлическая части разделены самовыворачивающейся диафрагмой, установленной в диафрагменном

баке. В пневмоприводе используется гелий при начальном давлении 38 МПа, гидравлическая часть заполнена маслом, плотность, вязкость и другие характеристики которого близки к параметрам дизельного топлива. Поэтому при гидродинамическом расчете использовались уравнения и методы из [13], разработанные для динамического анализа дизельных топливных систем.

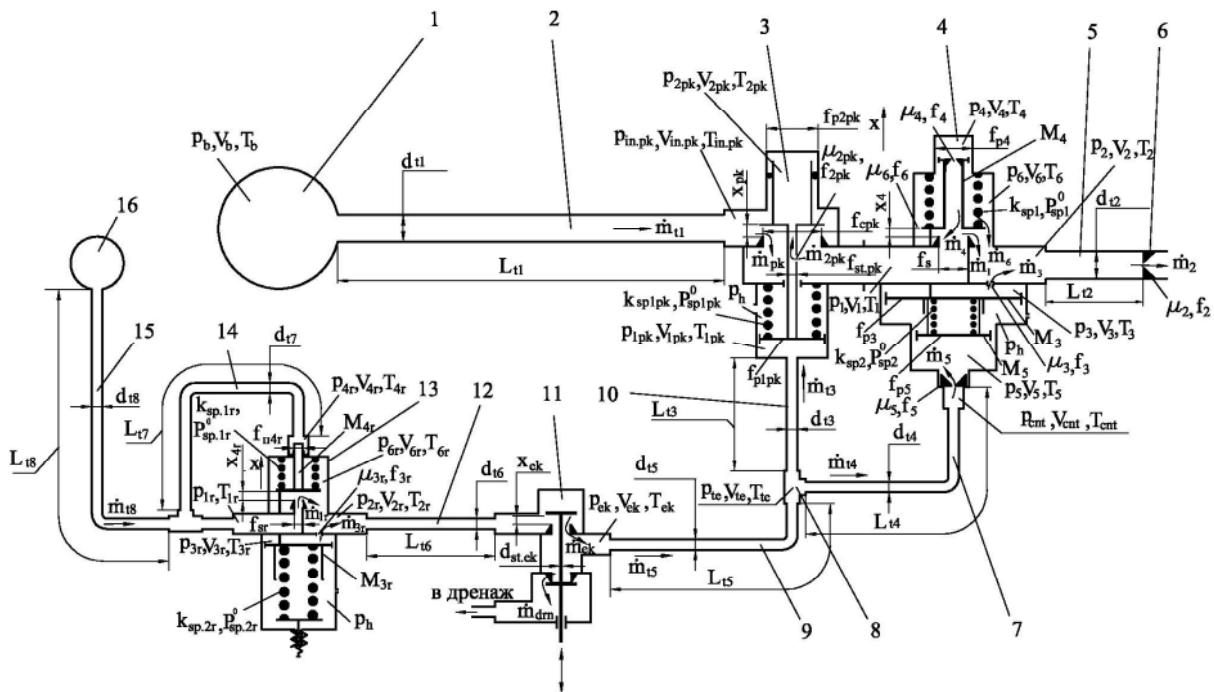


Рис. 5. Расчетная схема пневмосистемы запуска ЖРД:
1, 16 – шаробаллоны; 2, 5 – входной и выходной трубопроводы; 3 – пневмоклапан;
4, 13 – регуляторы давления; 6 – жиклер; 7, 9, 10, 12, 14, 15 – трубопроводы линии управления;
8 – тройник; 11 – электропневмоклапан

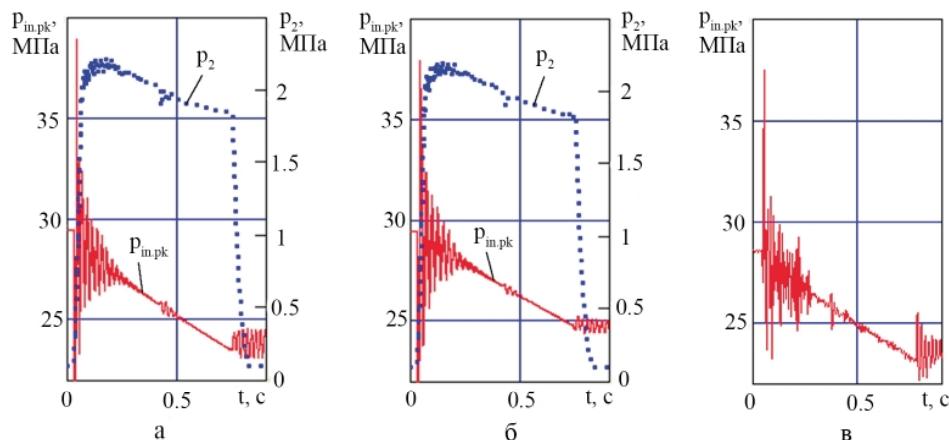


Рис. 6. Изменения давления гелия до и после регулятора:
а – модель идеального газа; б – модель реального газа;
в – результаты огневых испытаний ЖРД

Движение части диафрагмы, имеющей форму сферического купола, описывается уравнением

$M_d \ddot{x}_d = f_d (p_{oil} - p_d) + F_{pl} \operatorname{sign}(\dot{x}_d)$, $f_d = -dV_d / dx_d$,

где F_{pl} – сила трения, возникающая в материале диафрагмы при его пластической деформации.

Зависимости массы диафрагмы M_d и объема гелия V_d в баке от координаты x_d центра масс показаны на рис. 8. Методы получения зависимостей и особенности алгоритма расчета переходных процессов в этой публикации не рассматриваются.

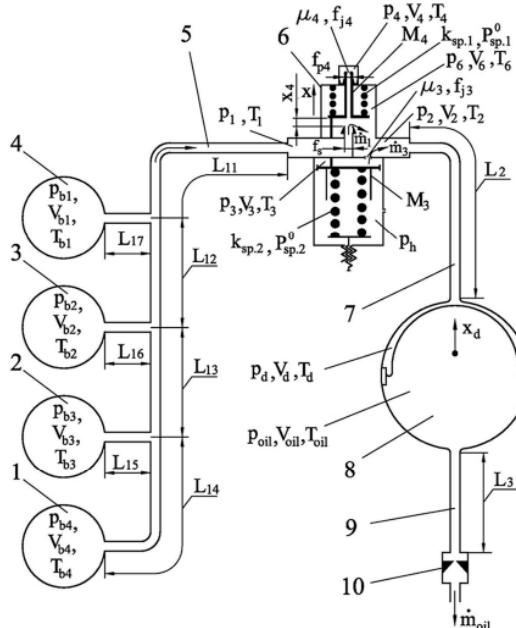


Рис. 7. Расчетная схема привода рулевой машины:
1-4 – баллон со сжатым газом; 5 – входной трубопровод; 6 – регулятор; 7 – выходной трубопровод; 8 – диафрагменный бак; 9 – гидравлический трубопровод; 10 – жиклер

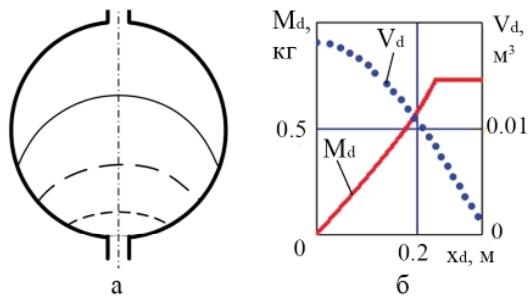


Рис. 8. Характеристики диафрагменного бака:
а – формы диафрагмы после контакта со стенкой;
б – изменения массы диафрагмы и объема гелия

На рис. 9 проиллюстрировано влияние фактора сжимаемости на темп и характер изменения давления и температуры гелия в полостях пневмосистемы во время его квазистатического выпуска (со средней для данного участка циклограммы объемной скоростью подачи масла); эти же графики используются при определении начальных условий для расчета форсированного импульса подачи масла. Давление p_b и температура T_b газа обозначают средние значения, вычисленные по всем баллонам и входным трубопроводам; возможность такого объединения полостей подтверждена на рис. 10. Использование уточненной формулы для энталпии изменило характер протекания температуры гелия в диафрагменном баке, а учет фактора сжимаемости повысил скорость снижения давления газа в баллонах.

При квазистатическом расчете пневматической части привода рассматриваются две полости – до регулятора (с параметрами p_b, T_b, M_b и $V_b = V_{b,0}$) и после регулятора ($p_d = p_{d,0}, T_d, M_d$ и V_d). Соответствующая система уравнений имеет вид

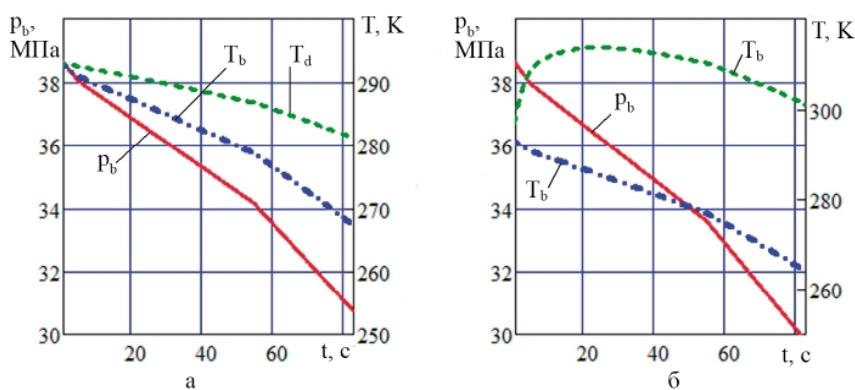


Рис. 9. Изменение параметров гелия за время рабочего цикла привода РМ:
а – модель идеального газа; б – модель реального газа

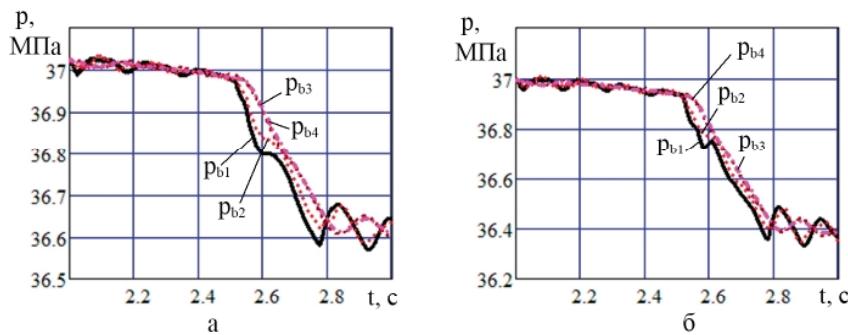


Рис.10. Изменения давлений в шаробаллонах при повороте вектора тяги:
а – модель идеального газа; б – модель реального газа

$$\begin{cases} V_{b,0} \dot{p}_b = kR \left(1 + b_2 \frac{p_b}{T_b}\right)^2 T_b \dot{m}_b; \quad T_b = T_{b,0} \left(\frac{p_b}{T_b}\right)^{1-k}; \\ \dot{V}_d p_{d,0} = -R (b_2 p_{d,0} + T_b + b_2 (1-1/k) p_b) \dot{m}_b. \end{cases}$$

Из данной системы после исключения других неизвестных выводится одно дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными

$$\frac{1 + (z_{b,0} - 1)(p_b / p_{b,0})^{1/k} [1 - 1/k + p_{d,0} / p_b]}{\left[1 + (z_{b,0} - 1)(p_b / p_{b,0})^{1/k}\right]^2 \cdot k p_{d,0} / V_{b,0}} dV_d = 1;$$

здесь $z_{b,0} = 1 + b_2 p_{b,0} / T_{b,0}$ – это фактор сжимаемости в начале выпуска гелия.

Это уравнение имеет приближенное решение

$$p_b(t) = p_{b,0} - \frac{k p_{b,0} (V_d(t) - V_{d,0})}{V_{b,0} (p_{b,0} / p_{d,0} + 1 - z_{b,0})},$$

функция $V_d(t)$, определяется расходом масла и задается циклограммой старта. Точки излома графиков $p_b(t)$ на рис.9 отвечают изменению условий полета ракеты.

Влияние фактора сжимаемости на переходные процессы при резком повороте вектора тяги проиллюстрировано на рис. 10 и 11. Динамический расчет проведен для начально-го участка циклограммы, где давление гелия и фактор сжимаемости имеют максимальные значения. Реальный газ имеет больший модуль сжимаемости, и это приводит к увеличению жесткости переходного процесса. Ступеньки на графике подъема клапана объясняются влиянием трения, действующего в манжетных уплотнениях; новый метод расчета силы трения описан в [14].

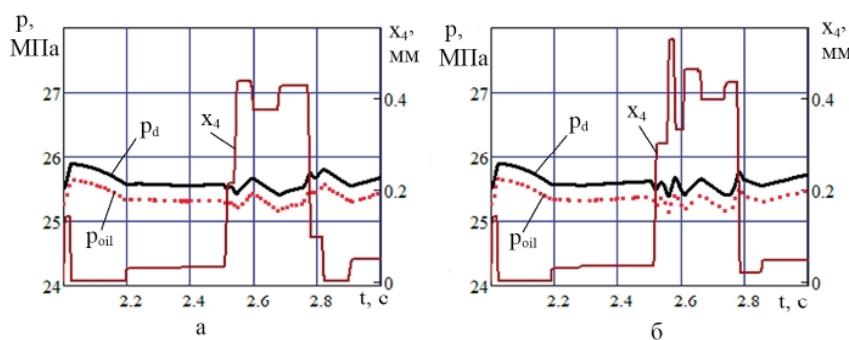


Рис. 11. Изменения давлений гелия и масла в баке и подъем клапана регулятора:
а – модель идеального газа; б – модель реального газа

Выходы

1. Показано, что при расчете параметров гелия в агрегатах автоматики ракетной техники допустимо использовать модель реального газа Абеля с усредненным (по всей области рабочих режимов) значением вириального коэффициента b_2 .

2. При использовании указанной модели выведено уравнение сжимаемости гелия в полости и получены простые формулы для расчета фактора сжимаемости, энталпии, модуля

сжимаемости, скорости звука, функций давления, а также интегрального эффекта Джоуля – Томсона, которые с достаточной точностью аппроксимируют табличные данные.

3. Выполнено уточнение формул Сен-Венана для расчета некритического и критического расхода гелия через дроссель.

4. Проведено сравнительное исследование моделей идеального газа и реального газа Абеля на примерах динамического расчета пневмосистемы запуска ЖРД многократного

включения и пневмопривода рулевой машины ракеты-носителя. Учет фактора сжимаемости гелия уточнил темп снижения давления в шаробаллонах, а также привел к незначительному увеличению жесткости переходных процессов, протекающих в этих пневмосистемах.

Литература

1. Шевченко С. А. Моделирование пневмосистемы запуска ЖРД при учете теплообмена газа со стенками полостей и уточнении сил, действующих на клапаны регуляторов [Текст] / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7(124). – С. 100–110.
2. Шевченко С. А. Уточнение метода инвариантов для расчета динамических параметров газа в трубопроводах пневмосистемы запуска ракетного двигателя [Текст] / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Вісник НТУ «ХПІ» : сб.наук.пр. – Вип. 6 (1115). – Х., 2015. – С. 156–181.
3. Шевченко С. А. Уточненный расчет динамических параметров газа в шаробаллоне [Текст] / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Вісник НТУ «ХПІ» : сб.наук.пр. – Вип. 45 (1154). – Х., 2015.– С. 32–40.
4. Шевченко С.А. Газодинамическое сопротивление и скорость звука в канале с гофрированной стенкой [Текст] / С. А. Шевченко, В. И. Конох, А. П. Макотер // Вісник НТУ «ХПІ» : сб.наук.пр. – Вип 20 (1192). – Х., 2016.– С. 94–101.
5. Кириллин В.А. Техническая термодинамика [Текст] / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А. Е. Шейндин – М.: Энергоатомиздат, 1983.– 416 с.
6. Определение параметров газа при опорожнении емкости с учетом сжимаемости и сопротивления магистрали [Текст] / В.Ф. Присняков, М.И. Галась, А.И. Логвиненко [и др.] // Проблемы высокотемпературной техники : сб.науч.тр.– Днепропетровск, 1981.– С.86-94.
7. Присняков В. Ф. Динамика жидкостных ракетных двигателевых установок и систем питания [Текст] / В. Ф. Присняков. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.
8. Митиков Ю.А. Математическое моделирование параметров сверххолодной системы наддува топливного бака с керосином [Текст] / Ю.А.Митиков // Космічна наука і технологія. – 2015.– Т.21.– №5.– С.43-47.
9. Джеппа В.Л. Математическая модель процесса наддува топливных баков жидкостной реактивной двигательной установки малой тяги [Текст] / В. Л. Джеппа, А. А. Дубровинский, М. И. Кошкин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 8(16).– С.230–234.
10. Термодинамические свойства гелия [Текст] / В.В.Сычев, А.А.Вассерман, А.Д.Козлов [и др.]. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 320 с.
11. Цедерберг Н. В. Термодинамические и теплофизические свойства гелия [Текст] / Н.В.Цедерберг, В.Н.Попов, Н.А.Морозова.– М.: Атомиздат, 1969.– 276 с.
- 12.Лойцянский Л.Г.Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский.– М.: Наука, 1978.–736 с.
- 13.Григорьев А.Л.Использование интегралов Дюамеля для расчета импульсов давления и скорости течения вязкой жидкости по трубопроводу [Текст] / А.Л.Григорьев // Вісник НТУ «ХПІ» : сб.наук.пр.– Вип.54(1027).– Х., 2013.– С.63-86.
14. Математическая модель манжетных уплотнений из фторопласта для агрегатов пневмоавтоматики ракетных двигателей [Текст] / А.С.Шевченко, С.А.Валивахин, А.Л.Григорьев [та ін.] // Вісник НТУ «ХПІ» : сб.наук.пр.– Вип.6 (1178).– Х., 2016.– С.124-143.

Поступила в редакцию 16.05.2016

С.А. Шевченко, Ю.А. Мітіков, А.Л. Григор'єв. Особливості розрахунку агрегатів автоматики пневмосистем ракетної техніки при урахуванні фактору стисливості гелю

Показано, що при розрахунку параметрів гелю в агрегатах автоматики ракетної техніки припустимо використовувати модель реального газу Абеля. Виведено уточнене рівняння стисливості гелю в порожнині і отримані прості формули для розрахунку фактора стисливості, енталпії, модуля стисливості, швидкості звуку, функцій тиску, ефекту Джоуля - Томсона. Уточнено формули для розрахунку витрат гелю через дросель. Проведено порівняльне дослідження моделей ідеального й реального газу на прикладах динамічного розрахунку двох пневмосистем. Урахування фактору стисливості гелю уточнило темп зниження тиску в балонах і жорсткість переходних процесів.

Ключові слова: агрегат пневмоавтоматики, РРД багаторазового включення, кермова машина, газодинамічний розрахунок, реальний газ, рівняння стану гелю, фактор стисливості.

S.A. Shevchenko, Yu.A. Mitikov, A.L. Grigoriev. Specificity of control units of rocketry pneumatic systems analysis with allowance for the helium compressibility factor

It is shown that use of the model of the Abel real gas at analysis of the helium parameters in rocketry control units is acceptable. The improved equation of compressibility of helium in the cavity is deduced. The simple formulas for calculation of compressibility factor, enthalpy, compressibility modulus, velocity of sound, pressure function, Joule-Thomson effect are derived. The formulas for calculation of helium flow rate through throttle are improved. The comparative research of the ideal and real gas models is carried out at use of dynamic analysis of two pneumatic systems in capacity of an example. Due regard to the helium compressibility factor allows definition of the pressure decrease rate in the gas tanks and stiffness of the transient process.

Keywords: pneumatic control unit, LRE of multiple ignition, steering actuator, gas-dynamic analysis, real gas, helium state equation, compressibility factor.

УДК 629.7.036.3

**Т.П. МИХАЙЛЕНКО, И.И. ПЕТУХОВ, ДУАИССИА ОМАР ХАДЖ АИССА,
Д.А. НЕМЧЕНКО**

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МАСЛОСИСТЕМЕ ГТД

Маслосистема авиадвигателя обеспечивает смазку и охлаждение подшипниковых узлов, поддерживая их работоспособность на всех эксплуатационных режимах в течение ресурсного времени. Практически в любом элементе маслосистемы движется не однофазная жидкость – масло, а смесь его с воздухом, что влияет на протекание теплогидравлических процессов в этих элементах. Статья посвящена рассмотрению вопроса моделирования теплогидравлических процессов в маслосистеме ГТД. Показана возможная структура двухфазного потока, приводятся карты режимов течения, рассматриваются особенности протекания теплогидравлических процессов в маслосистеме ГТД и направления по усовершенствованию подходов к их описанию.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, маслосистема, двухфазный поток, масло-воздушная смесь, карты режимов течения, теплогидравлические процессы.

Введение

Надежная работа ГТД во многом определяется совершенством масляной системы (МС). Нарушения подачи масла к подшипникам и зубчатым зацеплениям могут привести к перегреву двигателя, разрушению подшипников, заклиниванию ротора, в итоге – к остановке или даже к разрушению двигателя.

Основными требованиями, предъявляемыми к системе смазки ГТД, являются [1, 2]:

- смазка трущихся поверхностей;
- отвод тепла, выделяющегося при трении и передающегося от соседних более нагретых деталей;
- защита трущихся поверхностей от коррозии и наклева;
- удаление из узлов трения продуктов износа деталей и коксования масла;
- снижение шума в узлах трения и зубчатых зацеплений.

Кроме указанных требований маслосистема должна обеспечивать эксплуатационную эффективность, легкость и простоту технического обслуживания, заданный ресурс, безопасность работы.

Повышение эффективности ГТД и развитие новых технологий в двигателестроении неизбежно ставит задачи по совершенствованию маслосистем. Перспективным направлением выступает здесь моделирование маслосистемы на этапе ее проектирования.

Преимуществом моделей является возможность определить расход и другие параметры масляно-воздушной смеси в любом месте

маслосистемы, численно исследовать влияние конструктивных доработок на эти параметры. Сложность моделирования маслосистемы связана с тем, что она состоит из разнородных с точки зрения теплогидравлических процессов частей. Постановка граничных условий для них в ряде случаев связана с описанием рабочего процесса примыкающих (сопряженных) элементов двигателя. Кроме этого, практически в любом элементе маслосистемы движется не однофазная жидкость – масло, а смесь его с воздухом, причем часть воздуха растворена в масле, что влияет на протекание теплогидравлических процессов.

1. Схемы маслосистем

Маслосистема ГТД в общем случае состоит из масляного бака, масляного радиатора, внешних и внутренних трубопроводов, нагнетающих и откачивающих насосов, масляных фильтров, воздухоотделителя, суфлера, редукционных, обратных и предохранительных клапанов, форсунок и приборов контроля. Схема маслосистемы определяется назначением и типом ГТД [3]. Основные схемы приведены на рисунке 1.

В разомкнутой схеме масло после смазывания и охлаждения деталей выбрасывается в атмосферу. Разомкнутую маслосистему применяют в тех случаях, когда ресурс ГТД ограничен, цикл работы кратковременен. Она проще по сравнению с циркуляционной схемой, меньше по массе и габаритам.

В большинстве случаев применяют циркуляционную схему. В циркуляционных системах масло движется по замкнутому контуру



Рис. 1. Схемы маслосистем ГТД

и многократно используется для смазки и охлаждения узлов двигателя. Для обеспечения нормальной смазки и охлаждения возникает необходимость в высокой кратности циркуляции масла через двигатель. Подготовка масла к очередному циклу смазки сводится к его охлаждению, очистке от механических примесей, образовавшихся во время работы в двигателе, и отделению воздуха. Они значительно сложнее разомкнутых, но позволяют обеспечить смазку двигателя в течение многих часов работы с небольшим количеством масла [3].

Принципиальная схема циркуляционной маслосистемы представлена на рисунке 2.

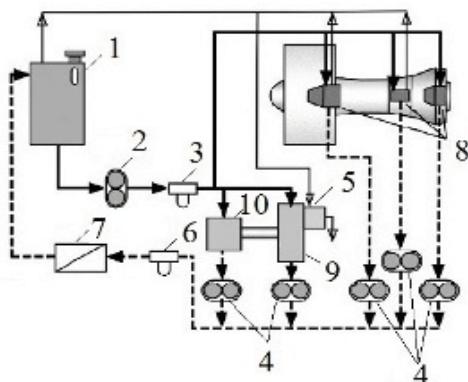


Рис. 2. Принципиальная схема циркуляционной маслосистемы ГТД:

- 1 – масляный бак;
- 2 – нагнетающий насос;
- 3,6 – фильтр;
- 4 – блок откачивающих насосов;
- 5 – суфлер;
- 7 – топливомасляный теплообменник;
- 8 – узлы трения двигателя;
- 9 – коробка приводов;
- 10 – раздаточная коробка

2. Режимы течения двухфазных сред

Режимы течения двухфазных сред в вертикальном восходящем потоке [4, 5] представлены на рисунке 3. Эта классификация режимов течения, будучи очень полезной, является в значительной мере качественной и часто весьма субъективной.

Пузырьковое течение (рис.3, а) – пузырьки распределены в сплошной жидкости.

Когда концентрация пузырьков при пузырьковом течении становится высокой, происходит слияние пузырьков и постепенно диаметр пузырьков приближается к диаметру трубы. Когда это происходит, устанавливается снарядный (пробковый) режим течения (рис.3, б) с характерной формой пузырей в виде снарядов (пробок), как это показано на рисунке.

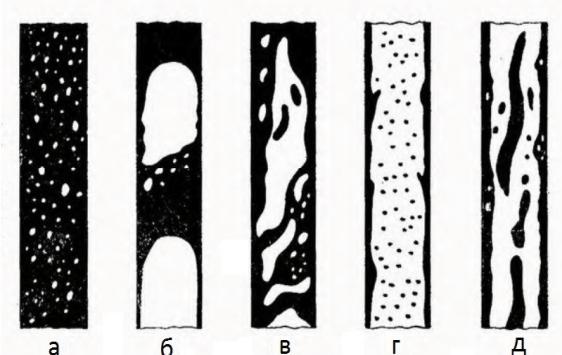


Рис. 3. Режимы течения двухфазных сред в вертикальном восходящем потоке:
а – пузырьковое течение; б – снарядное или пробковое течение; в – вспененное течение; г – кольцевое течение; д – клочковато-кольцевое

Когда расход газа увеличивается, возрастает скорость движения пузырьков в снарядном потоке, и, в конце концов, происходит их разрушение, вследствие чего возникает неустойчивый режим, так называемое вспененное течение (рис.3, в). При этом в трубах большого сечения имеет место колебательное движение жидкости вверх и вниз по трубе. В трубах малого сечения колебания могут не возникать, и может наблюдаться более плавный переход от снарядного течения к кольцевому (рис.3, г).

При кольцевом течении жидкость течет по стенке трубы в виде пленки, а газовая фаза движется в центре. Обычно некоторое количество жидкости движется в виде мелких капель в газовом ядре.

Когда расход жидкости увеличивается, возрастает концентрация капель в газовом ядре

кольцевого потока и, в конце концов, происходит слияние капель, приводящее к появлению в газовом ядре больших комков жидкости, такой режим можно охарактеризовать, как клочковато-кольцевое течение (рис.3, д). Он характеризуется высокими массовыми скоростями потоков.

Главное отличие горизонтальных и слабо наклоненных к горизонту каналов от вертикальных – в несимметрии гравитационных сил относительно оси канала. Это вызывает смещение паровой фазы к верхней образующей, а жидкой – к нижней в пузырьковом, снарядном, эмульсионном и дисперсно-кольцевом режимах, а также к появлению расслоенного и расслоенного волнового течения двухфазного потока [4, 5]. Волновой (или расслоенный волновой) наблюдается весьма часто, особенно в каналах большого сечения. Пузырьковый и снарядный режимы в горизонтальных каналах наблюдаются при меньших объемных паросодержаниях, чем в вертикальных. Эмульсионный режим в горизонтальных каналах сохраняет известные черты волнового движения, когда амплитуда волн соизмерима с диаметром канала. При этом жидкие перемычки (гребни волн) насыщены паровыми (газовыми) пузырьками, а паровые снаряды (впадины волн) содержат множество жидких капель, т.е. в целом структура потока достаточно однородная. Дисперсно-кольцевой режим течения в горизонтальных каналах даже при очень высоких скоростях газа отличается существенным различием толщин жидкой пленки на верхней и нижней образующих.

3. Карты режимов течения

Данные по режимам течения для определенной геометрии и определенного сочетания жидкостей могут быть представлены на графиках непосредственно через скорости, расходы и другие характеристики фаз [4]. На рисунке 4 представлена карта режимов течения для однокомпонентной жидкости в виде зависимости массовой скорости G и относительной энтальпии потока X , полученная для пароводяного потока при давлении 7,5 МПа. Несмотря на то, что такие графики полезны для обработки опытных данных, они ограничены определенным набором условий, при которых выполнялись исследования, и существует очевидная необходимость обобщать информацию о режимах течения так, чтобы ее можно было применить к любому сочетанию жидкостей, газов и жидкостей и к любой геометрии.

Для горизонтальных течений классической стала карта режимов течения Бейкера, приведена на рисунке 5, который построил график зависимости параметра $G \cdot x / \lambda$ от параметра

$(1-x) \cdot \lambda \cdot \varphi / x$, где G – массовая скорость, x – массовая доля газовой фазы в двухфазном потоке, λ – параметры, зависящие от плотности, вязкости паровой (газообразной) и жидкой фаз, коэффициента поверхностного натяжения.

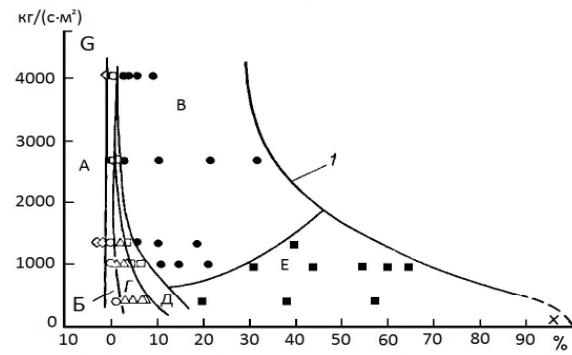


Рис. 4. Карта режимов для пароводяных смесей при давлении 7,5 МПа: \diamond – вода; – пузырьковый; – снарядный; – вспененный; – клочковато-кольцевой; – кольцевой; А – вода; Б – пузырьковый; В – клочковато-кольцевой; Г – снарядный; Д – вспененный; Е – кольцевой; 1 – предел по кризису кипения для трубы длиной 3,66 м, внутренним диаметром 12,7 мм.

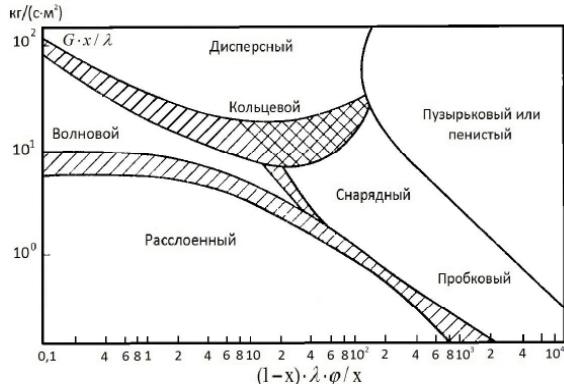


Рис. 5. Карта режимов течения Бейкера

Существуют и другие карты режимов течения, например, карта Шихта – для горизонтальных каналов или карта Хьюитта и Робертса – для вертикальных потоков.

Карты режимов течения больше носят качественный характер, так как режимы течения, действительно наблюдаемые в каналах, зависят от условий ввода фаз в канал, а также теплообмена со стенками канала.

4. Особенности двухфазного течения масляно-воздушной смеси с учетом взаимного влияния фаз

При проектировании маслосистемы двигателя возникает необходимость расчета точного расхода смеси и потерь давления в трубопроводах, расчета теплообмена между смесью и элементами системы смазки, расчета критических режимов течения смеси в трубопроводах и местных сопротивлениях.

Практически в любом элементе маслосистемы движется не однофазная жидкость — масло, а смесь его с воздухом, причем часть воздуха растворена в масле. Состав раствора зависит от вида масла, его температуры и давления и может отличаться от равновесного при быстром изменении этих параметров. Всегда нуждаются в оценке вопросы учета концентрации паров масла в воздухе, отличия состава паровой и жидкой фаз масла. Последнее, например, может приводить к изменению состава масла в процессе эксплуатации из-за уноса воздухом легкокипящих компонентов. Менять свойства масла может также окисление его компонентов при контакте с воздухом.

Следует оценивать также влияние паров воды, содержащихся в исходном воздухе и продуктах сгорания, на свойства многокомпонентной системы. В отличие от воздуха, вода при параметрах рабочего процесса маслосистемы может претерпевать фазовый переход. Все это в совокупности с существенным изменением теплофизических свойств масла в ходе рабочего процесса также усложняет задачу моделирования маслосистем.

Структура двухфазного потока меняется по всему контуру маслосистемы. В откачивающей магистрали с объемным газосодержанием потока от 0,7 до 0,1 возможны пенный, расслоенный, снарядный или пузырьковый режимы течения. В нагнетательном контуре — пузырьковый режим течения. В суфлирующей магистрали поток имеет, как правило, дисперсную или дисперсно-кольцевую структуру с газосодержанием, близким к единице. Этую особенность нужно учитывать при тепловом и гидравлическом расчете, поскольку на перепад давления и теплоотдачу влияют не только газосодержание и теплофизические свойства фаз, но и режим течения (структуря) двухфазного потока.

В связи с этим при расчете маслосистемы вряд ли продуктивно разделение расчетов на тепловой и гидравлический. Даже при чисто жидкостном диабатном течении необходимо учитывать изменение вязкости масла с температурой. Для двухфазного потока изменение температуры и давления меняют не только теплофизические свойства фаз, но также газосодержание, плотность и скорость смеси. Это прямо влияет на гидравлические потери и условия теплообмена.

Кроме того, при определенных сочетаниях параметров может меняться структура двухфазного потока, влияние которой весьма существенно. Известные карты режимов течения [4] носят лишь качественный характер и получены, в основном, при анализе течения водовоздуш-

ных и пароводяных потоков в трубах. Поэтому вопросы идентификации структуры двухфазной масляно-воздушной смеси даже для прямолинейных участков и установившегося течения не определены. Конфигурация трубопроводов маслосистемы с поворотными участками различной ориентации относительно силы тяжести, влияние гравитации из-за относительно малой скорости потока в отдельных каналах еще больше осложняют эту задачу.

Еще одна особенность двухфазных потоков связана с низкими значениями равновесной скорости звука. Для отдельных структур это может качественно изменить характер течения уже при скоростях потока 10–20 м/с. Отдельного исследования требуют также вопросы образования двухфазного потока при смешении воздуха и масла, разделения смеси в криволинейных каналах и вращающихся элементах центробежных сепараторов фаз.

Перечисленные задачи могут решаться с использованием экспериментальных данных и расчетных методов для различных режимов течения двухфазной смеси.

Исследование процессов тепломассообмена масляно-воздушной смеси в системе смазки двигателя летательного аппарата является одной из актуальных технических задач. Математическое моделирование сложных процессов основывается на рассмотрении системы уравнений, содержащей фундаментальные уравнения математической физики, начальные и граничные условия. В рассматриваемых случаях все сводится к моделированию внутренних течений двухфазных потоков в каналах различной геометрии, жидкая и газообразная фаза которых обмениваются массой, теплотой и количеством движения. Разработка математической модели, программная реализация численных методов решения задач гидродинамики и тепломассообмена двухфазных потоков представляет самостоятельную научную задачу. На основании результатов численного исследования можно будет делать выводы относительно эффективности того или иного элемента системы и затем принимать дальнейшие решения по улучшению работы маслосистемы. Результаты математической модели могут быть использованы при проектировании и оптимизации системы смазки ГТД.

На данный момент известны методики тепловых и гидродинамических расчетов однофазного течения в маслосистеме [6], разработаны специальные программные комплексы, позволяющие анализировать распределение расхода, давления и температуры масла на различных участках системы смазки. Однако такой подход приводит к большим погрешностям ввиду того,

что параметры потока в значительной степени определяются свойствами и характером поведения компонентов в смеси.

Заключение

Проведенный обзор литературы показывает актуальность работ по модернизации маслосистем ГТД в связи с необходимостью повышения надежности и улучшения эксплуатационных характеристик двигателя.

На данный момент известны методики тепловых и гидродинамических расчетов однофазного течения в маслосистеме. Однако такой подход приводит к большим погрешностям ввиду того, что параметры потока во многом определяются газосодержанием, концентрацией паровой и жидкой фаз масла. В процессе эксплуатации двигателя происходит изменение состава масла вследствие окисления его компонентов, при уносе легкокипящих составляющих воздухом. В результате изменяется структура потока, меняются теплофизические свойства масляно-воздушной смеси. Например, при переходе от пузырькового к пробковому режиму течения вязкость смеси снижается, тем самым ухудшая смазку опор трения, увеличение газосодержания приводит к ухудшению отвода теплоты от узлов трения в масло.

Исследования по представленным направлениям требуют теоретических подходов к решению задач, применение современных программных пакетов для проведения численных экспериментов, наличие стендовой базы. В частности, разработка методики теплогидравлического моделирования маслосистемы с целью оптимизации ее работы и упрощения проектирования является одной из перспективных задач. Данная тема изучена мало, несмотря на широкий ряд существующих тепловых

моделей для однофазной жидкости и моделей отдельных элементов системы.

Вопрос идентификации режимов течения масляно-воздушного потока на различных участках системы уже решается, но единой методики расчетов пока нет. Поэтому актуальной является разработка методики расчета процессов тепломассообмена и потерь давления при течении масляно-воздушной смеси в трубопроводах и элементах системы смазки.

Литература

1. Иноземцев А. А. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Системы [Текст] / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В.Л. Сандрецкий. - М.: Машиностроение, 2008. – Т. 5. – 200с.
2. Домотенко Н. Т. Масляные системы газотурбинных двигателей [Текст] / Н. Т. Домотенко, А. С. Кравец. - М.: Транспорт, 1972. – 96 с.
3. Бич М. М. Смазка авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / М. М. Бич, Е. В. Вейнберг, Д. Н. Сурнов ; под ред. Г. С. Скубачевского. - М.: Машиностроение, 1979. - 176с.
4. Баттерворс Д. Теплопередача в двухфазном потоке [Текст] : пер. с англ. А. В. Ягова / Д. Баттерворс ; под ред. Д. А. Лабунцова. – М.: Энергия, 1980. – 328с.
5. Лабунцов Д. А. Механика двухфазных систем [Текст] : учеб. пособие для вузов / Д. А. Лабунцов, В. В. Ягов – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 374 с.
6. Yaguo Lu Numerical simulation of aero engine lubrication system [Text] / Lu Yaguo, Liu Zhenxia, Huang Shengqin // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009. - Vol. 131. – P. 34-36

Поступила в редакцию 01.06.2016

**Т.П. Михайленко, І.І. Петухов, Дуаїссіа Омар Хадж Аїсса, Д.О. Немченко.
Особливості моделювання теплогідравлічних процесів у маслосистемі ГТД**

Маслосистема авіадвигуна забезпечує змащення і охолодження підшипників вузлів, підтримуючи їх працездатність на всіх експлуатаційних режимах протягом ресурсного часу. Практично в будь-якому елементі маслосистеми рухається не однофазна рідина – масло, а суміш його з повітрям, що впливає на протікання теплогідравлічних процесів в цих елементах. Стаття присвячена розгляду питання моделювання теплогідравлічних процесів в маслосистемі ГТД. Показана можлива структура двофазного потоку, наводяться карти режимів течії, розглядаються особливості протікання теплогідравлічних процесів в маслосистемі ГТД і напрямки по удосконаленню підходів до їх описання.

Ключові слова: газотурбінний двигун, маслосистема, двофазний потік, маслоповітряна суміш, карти режимів течії, теплогідравлічні процеси.

T.P. Mykhailenko, I.I. Petukhov, Douaissia Omar Hadj Aissa, D.A. Nemchenko. Features of the thermalhydraulic processes simulation in the GTE oil system

The aircraft engine oil system provides lubrication and cooling of bearing assemblies, supporting their efficiency in all operational modes during resource time. Almost any element of the oil system is not moving a single-phase fluid (oil), but mix it with air, which influence on the thermal-hydraulic processes in these elements. The article is devoted to consideration of the simulation of the thermalhydraulic processes in the oil system of turbine engines. Shows a possible structure of two-phase flow, there are maps of the flow regimes, discusses the features of the flow thermal-hydraulic processes in the GTE oil system and approaches to improvement of thermal-hydraulic processes description.

Key words: gas turbine engine, the engine oil system, two-phase flow, oil-air mixture, flow pattern diagrams, thermal-hydraulic processes.

УДК 621.7.044: 658.512.011.56

В.В. Третьяк, В.Д. Сотников, С.В. Худяков, А.С. Федорова

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНТЕРАКТИВНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА КЛАССИФИКАЦИИ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИМПУЛЬСНЫМИ ТЕХНОЛОГИЯМИ

Представлены возможности интерактивного программного комплекса классификации листовых деталей для их изготовления импульсными технологиями. Рассмотрены особенности разработки новых математических методов для программного обеспечения, способного решать задачи классификационной обработки данных импульсных технологий. Представлена общая схема проектирования импульсных методов. Указаны позиции задач, решаемых программным комплексом. Представлена общая последовательность работы модулей программного комплекса. Представлена таблица определения названий деталей по их конструкторско-технологическим признакам. Рассмотрен общий состав экранных форм на входе и выходе программных модулей. Сделаны выводы о возможности внедрения программного комплекса на промышленных предприятиях, использующих методы получения листовых деталей.

Ключевые слова: интерактивный программный комплекс, импульсные технологии, классификационная обработка данных, конструкторско-технологические признаки.

Введение

Традиционно, из-за сложности физики протекающих процессов, разработка новых импульсных технологических процессов сопровождалась большим количеством экспериментов, что требовало значительных затрат времени и ресурсов[1].

При проектировании технологии вручную, а затем изготовлении детали этими способами зачастую из-за недооценки параметров конструкторско-технологических признаков, деталь часто получалась бракованной.

Традиционные методы описания конструкторско-технологических признаков деталей, получаемых импульсной штамповкой не приемлемы для данного способа получения детали.

Это потребовало разработки принципиально нового метода описания сложных деталей и математических методов, и программных средств для их реализации.

1. Цели и задачи программного комплекса

Целью программного комплекса является: разработка программного обеспечения, позволяющего обрабатывать многофакторную информацию о листовых деталях, изготавливаемых импульсной технологией для ее дальнейшего использования при автоматизированном проектировании перспективных импульсных технологических процессов.

С помощью программного комплекса можно осуществить создание базы данных листовых деталей с новой математической моделью [2], где листовая деталь представлена в виде конструкторско-технологических признаков [3].

Задачей программного комплекса является разработка классификатора листовых деталей, подготовка информационных массивов классификационной обработки данных программным комплексом КОД-Т [4] и другими программами, использующими классификационную обработку данных, определение статистик и диапазонов доверительных интервалов конструкторско-технологических признаков с целью разработки рекомендаций по проектированию технологических процессов изготовления новых сложных бездефектных листовых заготовок деталей импульсными способами.

На рис.1 представлена общая схема проектирования технологических процессов импульсных технологий. Исходной информацией служит чертеж детали с техническими требованиями.

Программа служит средством формирования базы данных и массивов признаков таблиц эмпирических данных (ТЭД) для комплекса КОД-Т. Основной задачей комплекса является выполнение классификации деталей и определение диапазонов допустимости конструкторско-технологических признаков на новых выборках.

Для обнаружения закономерностей используется априорная информация относительно конструкторско-технологических признаков деталей.

С помощью интерактивного программного комплекса также проводится оценка полноты и противоречивости опытных знаний.

(рис.1, поз.1).

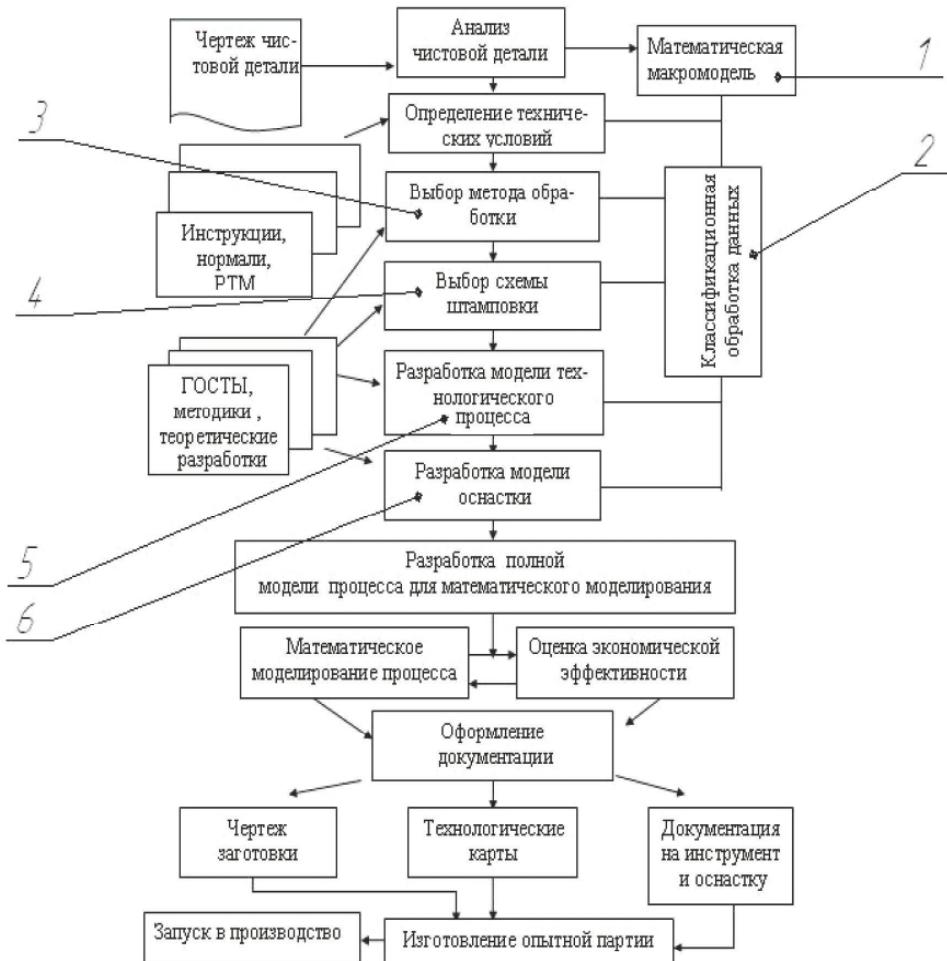


Рис.1. Общая схема последовательности проектирования импульсных технологий

На рис.2 представлена общая последовательность подготовки данных в программном комплексе для классификации данных и выдачи

технологических рекомендаций при разработке новых импульсных технологий.



Рис. 2. Общая последовательность работы модулей интерактивного программного комплекса

Для создания базы данных использован объектный подход для описания детали, метода ее обработки, схемы штамповки и штамповой оснастки. Информационная модель детали представляется в аспектах: план, сечение,

форма [3], которые в свою очередь имеют свою декомпозицию признаков.

По составу элементов (дно, стенка, фланец) и их характеристикам (рис.3) определяется тип детали и ее название.

№	Элемент	плоские	мелкие	средние	глубокие	удлиненные
1.	Дно	жесткости фланцы	обтекатели		днища	полупатрубки
2.	Фланец		торы	окантовки		
3.	Дно+фланец		мембранны			полупатрубки
4.	Стенка+дно+ фланец		тарелки	чаши	купола	гильзы
5.	Стенка+дно		донышки	днища	стаканы	общивки
6.	Стенка+фланец		окантовки	окантовки	лотки	лотки
7.	Стенка	кольца		обечайки		патрубки

Рис. 3. Определение типа детали по составу элементов

Для определения элементов технологических процессов используется структурно-аналитический метод распознавания образов.

По предложенному методу декомпозиции конструкторско-технологических признаков в программе наполнена опытная выборка деталей. Программа позволяет подготавливать массивы данных классификационной обработки данных программой КОД-Т, проводить статистический анализ полученных данных при определении их достоверности и выдаче технологических рекомендаций для бездефектного их изготовления.

Также программный комплекс позволяет по конструкторско-технологическим признакам

деталей определять элементы технологического процесса (число переходов и термообработок) и сформировать картину деформационного поля для деталей типа «Жесткости».

2. Общий состав меню интерактивного комплекса

На рис. 4. представлена экранная форма главного меню программы.

Основные модули программы представлены следующими экранными формами меню: файл, поиск, настройка, ТЭД, классификатор, массивы, статистика дерева, статистика ТЭД, графика, база, каталог, оборудование и «О программе».



Рис.4. Экранная форма главного меню программного комплекса

Меню «Файл», «Поиск» и «Настройка» предназначены для настройки программы: выбора редактируемого файла, редактора текста (в том числе с использованием поиска и замены данных блоков текстовой информации), настройки цвета и шрифта используемой информации в многострочном редакторе в форме главного меню программы.

С помощью меню «ТЭД» пользователь может быстро сформировать ТЭД (таблицу эмпирических данных) для комплекса КОД-Т, используя заранее подготовленную базу данных КТП (конструкторско-технологических признаков) листовых деталей, помещенную в каталог «База» — базу данных интерактивного комплекса (рис.5).

На рис. 6 представлена экранная форма для ввода данных для классификационной обработки данных и анализа конструкторско-технологической информации сложных листовых деталей.

На рис.7 представлена форма пункта меню, предназначенного для просмотра результатов классификации новой ТЭД. Результатом работы этого пункта является сформированный файл классификации деталей по графу, полученному комплексом КОД-Т. В этом пункте меню представлена общая статистика ТЭД по классам, статистика по вершинам и фильтр достоверности данных по любой из вершин технологического графа.

Технология производства и ремонта

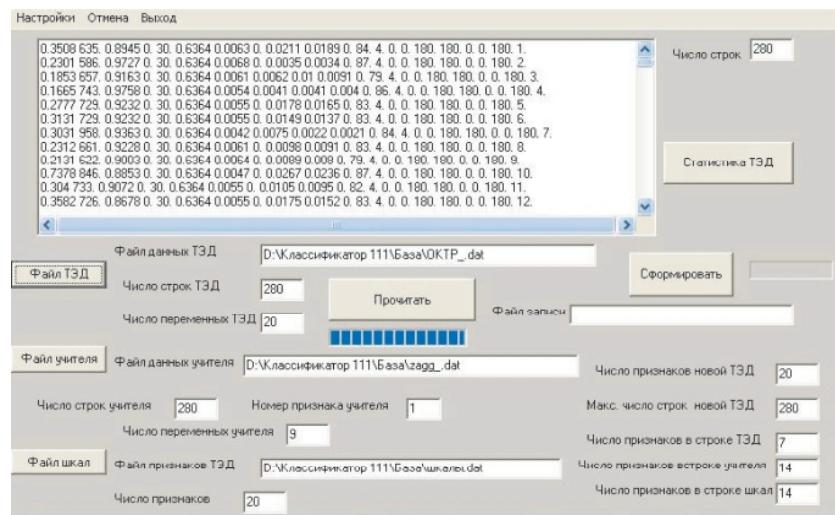


Рис. 5. Экранная форма меню формирования ТЭД

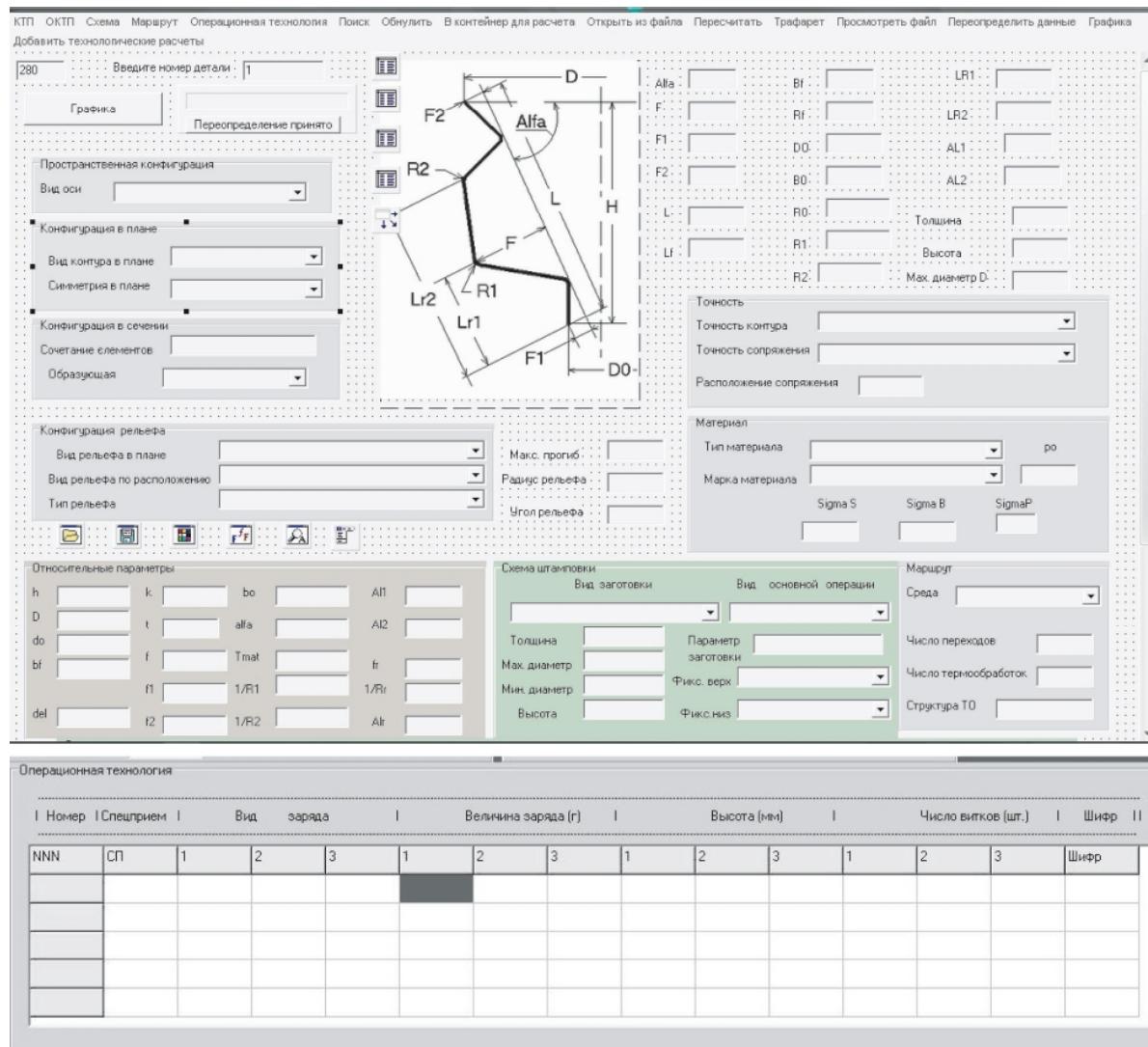


Рис. 6. Экранная форма для ввода конструкторско-технологической информации о листовых деталях для работы в меню «Массивы» и «Базы»

Рис. 7. Экранная форма для анализа результатов классификации

В меню «Методы» помещена краткая информация о различных импульсных методах изготовления деталей, приведены типовые детали и даны краткие рекомендации к использованию данного метода.

В меню «Оборудование» представлены следующие странички информации: полигон, бассейновые установки, бронекамеры, взрывные прессы, детонационно-газовые и электрические установки, пресс-пушки.

В меню «Деформационные поля» представлен модуль расчета полей деформации для деталей типа «Жесткость». Основными данными для расчета деформационных максимальных деформаций является длина и ширина ячейки, угол ее наклона и внутренний радиус ячейки.

В меню «Каталог» представлены типовые представители деталей, технология которых разрабатывалась и апробировалась при участии специалистов ХАИ.

Выходы

На большинстве авиационных предприятий, выпускающих силовые установки, самолеты и другие летательные аппараты с помощью импульсных способов, могут быть изготовлены листовые детали сложной конфигурации.

Данный программный комплекс может быть эффективно использован на предприятиях, ис-

пользующих технологию листовой штамповки для быстрого внедрения импульсных методов штамповки.

Литература

- Борисевич В.К. Тенденции и проблемы развития импульсных технологий [Текст] / В.К. Борисевич // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і літакобудуванні: тематичний збірник наукових праць. – Краматорськ: Донбаська державна машинобудівна академія. – 2002. – С. 16-20.
- Сироджа И.Б. Структурно-аналитический метод распознавания образов с разнотипными признаками [Текст] / И.Б. Сироджа // Математические методы анализа динамических систем. – Х. – 1981. Вып 5. – С. 91-107.
- Третьяк В.В. Объектный подход к проектированию ресурсосберегающих импульсных технологий в производстве [Текст] / В.В. Третьяк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. № 11(47). – С. 245-254.
- Долматов А.И. Перспективы использования объектного подхода в ресурсосберегающем штамповочном производстве [Текст] / А.И. Долматов, В.В. Третьяк, В.Ю. Гранин, Л.А. Филипповская // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. №11(47). – С. 245-254.

В.В. Третяк, В.Д. Сотников, С.В. Худяков, А.С. Федорова. Можливості використовування інтерактивного програмного комплексу класифікації листових деталей для виготовлення імпульсними технологіями

Представлені можливості інтерактивного програмного комплексу класифікації листових деталей для їх виготовлення імпульсними технологіями. Розглянуті особливості розробки нових математичних методів для програмного забезпечення, здатного вирішувати задачі класифікаційної обробки даних імпульсних технологій. Представлена загальна схема проектування імпульсних методів. Вказані позиції задач, вирішуваних програмним комплексом. Представлена таблиця визначення назв деталей за їх конструкторсько-технологічними ознаками. Розглянутий загальний склад екранних форм на вході і виході програмних модулів. Зроблені висновки про можливість упровадження програмного комплексу на промислових підприємствах, що використовують методи виготовлення листових деталей.

Ключові слова: інтерактивний програмний комплекс, імпульсні технології, класифікація обробки даних, конструкторсько-технологічні ознаки.

V.V. Tretyak, V.D. Sotnikov, S.V. Hudyakov, A.S. Fedorova. Possibilities of the use of interactive program complex of classification of sheet details for making impulsive technologies

Possibilities are presented of interactive program complex of classification of sheet details for their making impulsive technologies. Features are considered of development of new mathematical methods for software able to decide the tasks of the classification data processing of impulsive technologies. A general chart is presented of planning of impulsive methods. Positions are indicated of the tasks, decided by the program complex. A general sequence is presented of work of the modules of program complex. Table is presented of decision of names of details on their designer-technological signs. General composition is considered of screen forms on the entrance and return of the program modules. Conclusions are done about possibility of introduction of program complex on the industrial enterprises, using methods of receipt of sheet details.

Keywords: interactive program complex, impulsive technologies, classification data processing, designer and technological sign.

УДК 621.7.044

М.А. СУВОРОВ, В.Ф. СОРОКИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ПЕРСПЕКТИВНАЯ СХЕМА УСТРОЙСТВА ДЛЯ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрена задача механизации и автоматизации операций финишного шлифования пера крупногабаритных лопаток авиационных двигателей и сокращения трудоемкости ручных операций технологического процесса. Проанализированы принципы работы и схемы существующих устройств для шлифования пера крупногабаритных лопаток, которые обеспечивают стабильно высокие технологические показатели по доводке пера лопаток и повышают уровень автоматизации технологического процесса. Выявлены недостатки существующих устройств. Предложено новое устройство для шлифования пера крупногабаритных лопаток, обеспечивающее повышение качества обрабатываемой поверхности и стабильность соблюдения параметров технологического процесса. Описан принцип работы перспективного устройства и представлена его схема. Сформулированы основные преимущества новой разработки и возможности изготовления устройства на отечественных предприятиях.

Ключевые слова: лопатка компрессора, финишная обработка абразивный круг, устройство, шлифование и полирование, себестоимость изготовления технологический процесс.

Введение

В настоящее время в авиационной промышленности актуальной является задача механизации и автоматизации финишной обработки сложнопрофильных деталей. В самолетостроении широкое применение получили различные виды копировально-шлифовальных станков. Аналогичные устройства применяются также для шлифования пера лопаток газотурбинных двигателей (ГТД).

Использования специальных станков обеспечивает повышение производительности финишных операций и качества поверхности слоя обрабатываемых поверхностей, но уменьшает возможность быстро перенастроиться на другую номенклатуру деталей (гибкость производства).

За рубежом в настоящее время появились станки швейцарского, немецкого и японского производства, которые имеют систему числового программного управления и лишены указанных выше недостатков.

1. Формулирование задачи

На большинстве украинских заводов значительный объем операций по доводке крупногабаритных лопаток выполняется вручную, что требует высококвалифицированных рабочих, не обеспечивающих стабильность выполнения технологических требований чертежа, а иногда может приводить к появлению прижогов, запо-

лированию поверхностных дефектов и т.п. Эти факторы в конечном итоге повышают трудоемкость изготовления лопаток и снижают конкурентоспособность выпускаемой продукции.

Основным требованием, которому должны удовлетворять методы финишного шлифования, является максимальное уменьшение или полное исключение последующих ручных операций.

В этой связи разработка технологических процессов и оборудования для механизации и автоматизации операций финишного шлифования пера лопаток, представляется актуальной.

Целью данной работы является разработка перспективной схемы устройства для финишного шлифования пера лопаток авиационного двигателя.

2. Анализ существующих схем устройств для обработки пера лопатки авиационного двигателя

Рассмотрим альтернативные методы, схемы механизации и автоматизации ручных операций обработки поверхностей пера лопатки авиационных двигателей, с целью повышения качества их изготовления, улучшения физико-механических показателей поверхностного слоя, повышения долговечности и эксплуатационных характеристик.

Некоторые схемы и основные составляющие устройства представлены ниже.

Известно устройство «А» (рис. 1) с поддержанием технологического усилия в зоне резания [1], которое состоит из опорной стойки для детали, опорной стойки, на которой шарнирно закреплены опорный кронштейн с установленными на нем абразивным кругом, соединенным с источником сжатого воздуха, и соплами пневматического дифференциального усилителя типа сопло-заслонка. Пневмозаслонки закреплены на шарнирно установленных подпружиненных планках, между которыми размещен ведомый самотормозящий эксцентрик. Задающий механизм выполнен в виде профилактированного пространственного кулачка, связан с опорной стойкой детали обратной связью по положению. Механизм слежения за износом абразивного круга смонтирован на опорном кронштейне и включает в себя сопло, закрепленное на шарнирно установленной скобе, которая подпружинена к ведущему самотормозящему эксцентрику, жестко связанному с ведомым эксцентриком и рычагом. На рычаге закреплен толкателем в распор между двумя мембранными сервоприводами, полости которых соединены с источником сжатого воздуха.

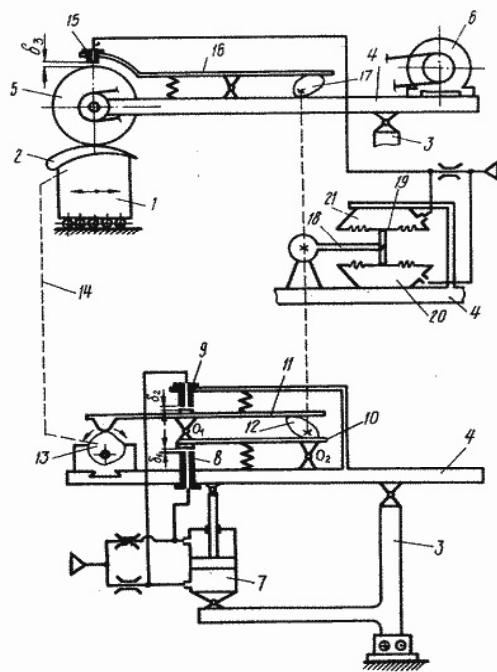


Рис. 1. Принципиальная схема устройства «А»

Известно устройство «Б» (рис. 2) с поддержанием технологического усилия в зоне резания [2], который состоит из стойки для закрепления детали, шпиндельного узла, включающего вал, выполненного цельным с абразивным кругом, из установленной на траверсе ведущей полумуфты, передающей крутящий момент на ведомую полумуфту с помощью шарнирных тяг

и пружины сжатия, рычаг с пружиной силового пневмоцилиндра, прикрепленного шарнирно к станине и рычагу с помощью резьбовой рамки. Силовой пневмоцилиндр включает в себя полый шток, установочные полуокольца, закрепленные на штоке сопла-заслонки, подвижный поршень-заслонку, регулировочные пружины, заглушку, опорную шайбу, тягу и регулировочный винт. Сжатый воздух в пневмоцилиндр подается из сети через калибровочные жиклеры. Привод шпиндельного узла осуществляется от электродвигателя. Траверса со всеми установленными на ней узлами должна быть уравновешена с помощью противовеса.

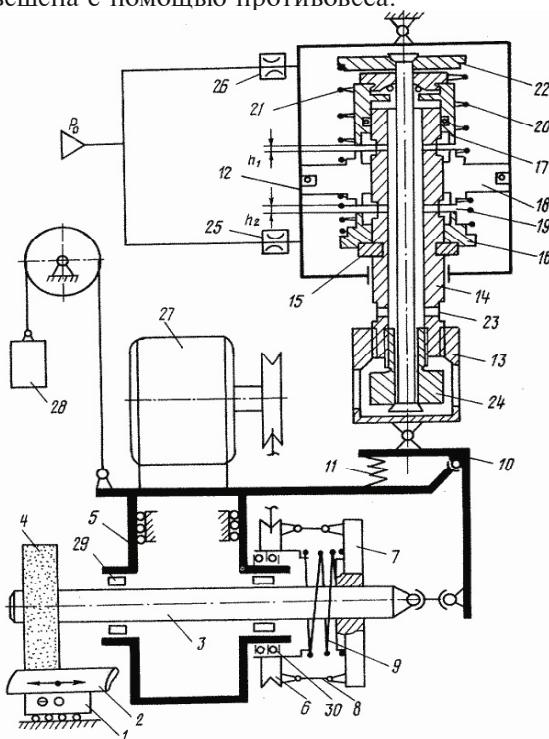


Рис. 2. Принципиальная схема устройства «Б»

Наиболее близким по технической сути к предлагаемому в данной работе устройству является устройство «В» (рис. 3), для финишной обработки криволинейных поверхностей [3], которое включает качающуюся траверсу с установленными на ней плавающей платформой и устройством вращения абразивного инструмента с приводом. Двигатель привода вращения абразивного инструмента установлен на плавающей платформе, а ось вала двигателя неподвижна относительно траверсы. Плавающая платформа связана с пневмоусилителем устройства поджима траверсы к обрабатываемой детали. Изменение усилия в зоне обработки приводит к возникновению реактивного момента статора двигателя. Этим поворотом плавающая платформа воздействует на пневмоусилитель устройства поджима траверсы, что

является управляющим сигналом для данного устройства к изменению условия поджима абразивного инструмента к обрабатываемой детали.

Это устройство применяет пневматическую систему контроля и управления.

Перечисленные выше устройства обладают рядом недостатков: чувствительностью к температуре рабочей среды, чувствительностью к влажности рабочей среды, неудовлетворительной по быстродействию динамикой установки, необходимостью регулирования датчика «сопло-заслонка», необходимостью установки внешнего демпфера колебаний.

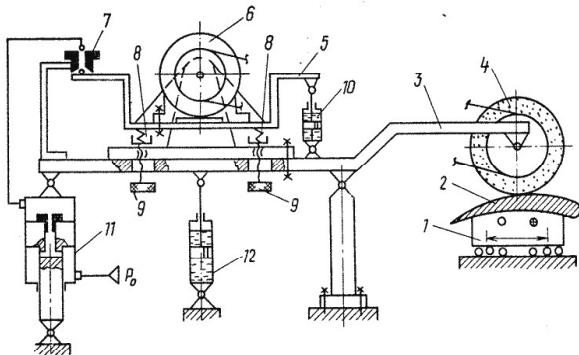


Рис. 3. Принципиальная схема устройства «В»

3. Перспективная схема устройства для обработки пера лопатки авиационного двигателя

Предлагаемая схема устройства «Г» (рис. 4) устраняет перечисленные недостатки путем замены пневматической системы управления на электромагнитный привод с повышенными демпфирующими возможностями, с повышенным быстродействием и применением магнитострикционных датчиков с более высокой чувствительностью, взамен датчика типа «сопло-заслонка».

Суть устройства пояснена на рис.4, где изображены принципиальная схема устройства для шлифования криволинейных поверхностей и его разрез А-А.

Устройство состоит из стойки 1 для установки и закрепления детали 2, траверсы 5, перемещение и контроль которой осуществляют привод 7 и датчик 6 соответственно. На траверсе 5 закреплена опора 13, несущая на себе абразивный инструмент 4 с двигателем 3. Опора 13, на которой закреплен вал ротора двигателя 3, дает возможность статору двигателя 3 осуществлять качающие движения, которые контролируются датчиком 9 и гасятся амортизатором 8.

Датчики 6 и 9, привод 7, двигатель 3, связаны сигналами с усилителем-преобразователем сигнала 11, который исполняет роль усилителя входящих и преобразователя выходящих сиг-

налов. Управление установкой осуществляется посредством системы управления 10. Противовес 12 служит для уравновешивания веса всей траверсы 5.

Устройство работает следующим образом.

Для финишной обработки криволинейной поверхности деталь 2 устанавливается и закрепляется на стойке 1. В исходном положении траверса 5 вместе с абразивным инструментом 4, отведена в верхнее крайнее положение. По программе, загруженной в систему управления 10, в момент подачи сигнала из усилителя-преобразователя сигнала 11, траверса 5 перемещается к детали 2. Перемещение траверсы 5 осуществляется приводом 7. При этом двигатель 3 до момента контакта с деталью 2 достигает заданной частоты вращения.

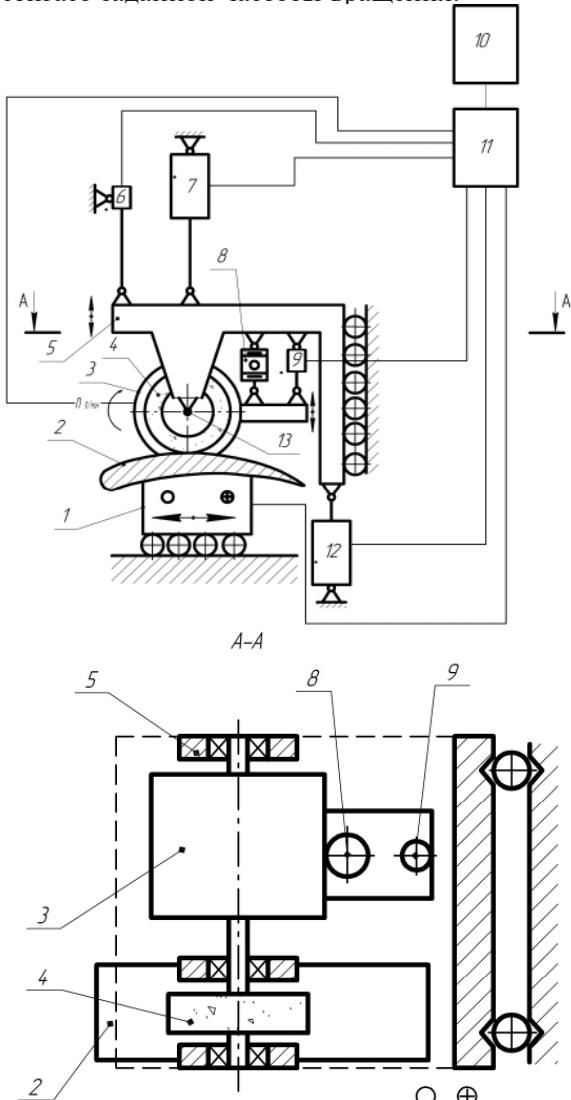


Рис. 4. Принципиальная схема устройства «Г»

В зоне контакта возникает технологическое усилие, величина которого контролируется датчиком 9 и регулируется приводом 7 путем

подачи сигнала из усилителя-преобразователя сигнала 11. При изменении технологического усилия изменяется момент на шпинделе абразивного инструмента 4, соответственно и на роторе двигателя 3, что приводит к изменению углового положения статора двигателя 3, на опоре 13, относительно траверсы 5, вызывающему перемещение датчика 9, который передает сигнал на усилитель-преобразователь сигнала 11, затем скорректированный сигнал идет на привод 7, в результате чего компенсируется изменение технологического усилия. Таким образом, обеспечивается постоянство крутящего момента и мощности резания в зоне обработки. Постоянная величина контурной подачи детали 2 при постоянном значении сил резания в зоне обработки обеспечивает съем постоянного припуска с поверхности детали 2. В случае выхода абразивного инструмента 4 на кромку обрабатываемой поверхности детали 2, при сокращении пятна контакта, система управления 10 автоматически снижает технологическое усилие для обеспечения постоянной величины удельного давления абразивного инструмента 4 на обрабатываемую поверхность, в соответствии с заложенной программой.

Амортизатор 8 служит гасителем микроколебаний, для устранения скачкообразных показаний датчика 9. Вертикальное положение траверсы с абразивным инструментом 4 контролируется датчиком положения 6.

Основной идеей представленной схемы финишной обработки лопаток ГТД является удаление постоянного по величине припуска z , независимо от кривизны поверхности заготовки. Это можно обеспечить созданием постоянной нормальной составляющей силы резания при различных углах наклона обрабатываемой поверхности по отношению к инструменту, которое контролируется датчиком и регулируется приводом путем подачи сигнала из усилителя-преобразователя сигнала (рис. 4).

Выходы

Таким образом, разработана схема устройства для **финишного шлифования** пера лопатки авиационного двигателя, которая имеет ряд преимуществ по сравнению с аналогами, а именно:

- повышенную демпфирующую возможность;
- повышенную динамику по быстродействию за счет замены пневматической системы управления на электромагнитный привод;
- более высокую чувствительность магнитострикционных датчиков;
- отсутствие необходимости регулирования датчика «сопло-заслонка».

Эти технические характеристики позволяют получать стабильно высокие параметры технологического процесса шлифования лопаток, не связанные с чувствительностью к температуре и влажности рабочей среды.

Преимуществом предлагаемого устройства является также возможность его изготовления на предприятиях Украины, что существенно дешевле приобретения зарубежных аналогов.

Перспективой дальнейших исследований в этом направлении является изучение вопросов сокращения трудоемкости доводки крупногабаритных лопаток авиационных двигателей после шлифования и повышения стабильности выполнения технологических требований чертежа.

Литература

1. А. с. 1050854 А СССР, МКИ 3 В 24 В 19/14. Устройство для шлифования криволинейных поверхностей [Текст] / В. И. Бастеев, А. Ф. Горбачев, С. А. Капашин, В. А. Бутрин. – № 3461678/25-08; заявл. 05.07.82; опубл. 30.10.83, Бюл. № 40. – 3 с. : 1 ил.
2. А. с. 1268384 А1 СССР, МКИ 3 В 24 В 19/14 // В 24 В 47/06. Устройство для финишной обработки криволинейных поверхностей [Текст] / В. И. Бастеев, С. А. Капашин, В. М. Сергеев, Н. В. Сурду. – № 3829236/25-08 ; заявл. 25.12.84; опубл. 07.11.86, Бюл. № 41. – 3 с. : 1 ил.
3. А. с. 1268384 А1 СССР, МКИ 5 В 24 В 19/ 14. Устройство для финишной обработки криволинейных поверхностей [Текст] / В. И. Бастеев, С. А. Капашин, В. М. Сергеев, Г. М. Вайнер, Р. Г. Якупов, В. П. Кумызов. – № 4443390/08; заявл. 13.04.88; опубл. 15.02.91, Бюл. № 6. – 3 с.:1 ил.
4. Пат. а 201501387 Украина, МПК⁸ F O4 D 29/60, B 23 K 3/00. Устройство для финишной обработки криволинейных поверхностей [Текст] / С. В. Сергеев, М. А. Суворов : заявитель и патентообладатель Харьков. науч.-исслед. ин-т связи. – № а 20150138 ; заявл. 19.02.15 ; опубл. 20.08.16, Бюл. № 19. – 3 с.: 2 ил.
5. Суворов М. А. Совершенствование финишной обработки поверхностей пера лопатки авиационных двигателей [Текст] / М. А. Суворов // Интегрированные компьютерные технологии в машиностроении» ИКТМ 2015: Всеукр. Научно- техн. конф.: тезисы докладов. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». 2015. – Т. 1. – С. 122.

Поступила в редакцию 12.05.2016,

М.О. Суворов, В.Ф. Сорокін. Перспективна схема пристрою для фінішної обробки поверхонь пера лопаток авіаційних двигунів

Розглянуто задачу механізації і автоматизації операцій фінішного шліфування пера великовагабаритних лопаток авіаційних двигунів і скорочення трудомісткості ручних операцій технологічного процесу. Проаналізовано принципи роботи і схеми існуючих пристрій для шліфування пера великовагабаритних лопаток, які забезпечують стабільно високі технологічні показники по доведенню пера лопаток і підвищують рівень автоматизації технологічного процесу. Виявлено недоліки існуючих пристрій. Запропоновано новий пристрій для шліфування пера великовагабаритних лопаток, що забезпечує підвищення якості оброблюваної поверхні і стабільність дотримання параметрів технологічного процесу. Описано принцип роботи перспективного пристрію і представлена його схема. Сформульовано основні переваги нової розробки і можливості виготовлення пристрію на вітчизняних підприємствах.

Ключові слова: фінішна обробка, лопатка компресора, абразивний круг, пристрій, шліфування та полірування, собівартість виготовлення, технологічний процес.

M.O. Suvorov, V.F. Sorokin. Promising schemes devices for finishing surfaces feather blades aircraft engine

The problem of mechanization and automation of the finishing operations of large grinding blades of aircraft engines and reducing the complexity of manual operations process. Analyzed the principles and scheme of existing devices for grinding oversized pen blades, which provide a stable high-performance technology for pen finishing blades and increase the level of automation of the process. Identified shortcomings of existing devices. Proposes a new device for grinding oversized feather vanes, ensuring higher quality of the treated surface and the stability of the compliance process parameters. Describe the principle work of a promising device and presented his scheme. Formulates the basic advantages of the new design and the possibility of manufacturing the device in domestic enterprises.

Keywords: finishing, compressor blade, grinding wheel, device, grinding and polishing, the cost of production, process technology.

УДК 629.083(045)

О.А. ТАМАРГАЗІН¹, І.І. ЛІННИК¹, Л.Б. ПРИЙМАК¹

¹*Національний авіаційний університет*

ВПЛИВ МАГНІТНОГО ПОЛЯ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЕЦІЗІЙНИХ ПАР ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК АВІАЦІЙНОЇ НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ

Розглядаються результати дослідження впливу магнітного поля на робоче середовище при наявності та без наявності у складі оливи модельних нанопорошків різної магнітної природи та його взаємозв'язок із робочими поверхнями прецизійних пар, що працюють у сучасних енергетичних установках авіаційної наземної техніки. Дослідження проводились з мінеральними та синтетичними оливами при їх обробці постійним магнітним полем різної конфігурації. Отримані результати дозволяють виконати модернізацію систем змащення енергетичних установок авіаційної наземної техніки в експлуатаційних умовах з метою керування ресурсом окремих агрегатів та вузлів.

Ключові слова: оліва, магнітне поле, прецизійна пара, енергетична установка.

1. Постановка проблеми

Енергетична установка є важливою частиною авіаційної наземної техніки (АНТ), завдяки якій забезпечується робота усіх основних функцій АНТ, тому її технічний стан впливає не тільки на експлуатаційну надійність АНТ, але й безпосередньо пов'язаний з питанням забезпечення безпеки польотів.

Значна частина позапланових зупинок АНТ пов'язана з виходами з ладу елементів системи змащення енергетичної установки (ЕУ) АНТ, які становлять понад 20% від загальної кількості відмов, причому значна їх частина обумовлена відмовами нагнітаючого насосу, підшипників кочення, відкачуваючих насосів. Через наднормативний знос пар «плунжер-циліндр» при наробітку біля 4000 мотогодин до 70% з них підлягає заміні. З урахуванням позапланових простоїв АНТ річні збитки хендлінгових компаній складають сотні тисяч гривень.

Проблемі підвищення рівня експлуатаційної надійності прецизійних пар присвячена значна кількість спеціальних досліджень. Більшість з них присвячена підвищенню зносостійкості робочих поверхонь, застосуванню різноманітних комплексів антифрикційних присадок та модифікації олив впливом різних фізичних полів. Ці дослідження дали відповіді на багато важливих питань стосовно вказаної проблеми, проте значна їх частина все ще потребує свого вирішення.

Відомо, що ресурс механізму залежить від інтенсивності зношування деталей, інтенсивність якого залежить від змащувальних властивостей олив [1], таким чином, чим вони

кращі тим менше рівень зношування поверхонь деталей в процесі експлуатації.

Змащувальна здатність середовища виявляється здатністю запобігти зношуванню поверхонь тертя за умов утворення стійкої граничної плівки [2].

Міцність плівки залежить від наявності в ній активних молекул, їх кількості та якості [3].

Цікавим питанням для експлуатації є вивчення процесів утворення такої плівки та оцінка її характеристик при обробці робочої рідини постійним магнітним полем (МП).

2. Вирішення проблеми

У якості робочого середовища для досліджень використовувалися моторні оливи М10Г2к (мінеральна) та 5W40 (синтетична) та наступна схема тертя: площа-на-палець, робочий зразок сталі 45, модельне контртило скло (прозорий матеріал). Швидкість 0,1...1,0 м/с, нормальне навантаження 0,5...1,5 МПа. Конструктивно проходження магнітних ліній крізь об'єм робочого середовища спрямовували таким чином, щоб вони перетинали робочу речовину безпосередньо перед потраплянням її в робочу зону.

В процесі напрацювання робоча поверхня вкривається плівками, щільність яких залежить від напрямку дії МП на робочу рідину. При розміщенні магнітів перпендикулярно до робочого середовища отримаємо, що і при напрямку МП S-N і при напрямі N-S диполі робочої рідини будуть розташовані перпендикулярно стосовно робочих поверхонь тертя, однак рівень зношування буде різним [2]. Це пояснюється тим, що при напрямку МП N-S в діапазоні

дії силових ліній на робоче середовище оліви M10Г2к та 5W40, модифікатори слідують напрямку магнітних ліній із середовища до контртіла, тобто силою МП притискаються до поверхні контртіла, а потім при терти значна їх частина потрапляє на зразок, таким чином приймаючи активну участь у підвищенні рівня зносостійкості поверхні. Відповідно поверхня характеризується наявністю захисної плівки (ЗП) (60...65% в оліві M10Гк, 25...30% в 5W40 і зносостійкістю -0,005 мкм/км в M10Г2к та -0,0065 мкм/км в 5W40).

У випадку, коли МП має S-N напрям, магнітні лінії спрямовані навпаки: від контртіла до середовища, тобто модифікатори оліви виносяться в об'єм робочого середовища, таким чином практично не потрапляють на робочу поверхню. Площа ЗП складає 8...10% для M10Г2к та 2...4% для 5W40, рівень зношування відповідно -0,02...0,04 мкм/км у M10Г2к та -0,02...0,01 мкм/км у 5W40. Але якщо говорити про рівень зношування без дії МП в зазначених олівах, тоді в синтетичній оліві 5W40 зношування буде нижчим ніж в мінеральній M10Г2к за рахунок наявності покращених та вдосконалених експлуатаційних характеристик цієї синтетичної оліви. При терти без дії МП продукти напрацювання розташовуються довільно в оліві й певна їх кількість переноситься на робочу поверхню, але рівень розтікання оліви по поверхні нищий (6 мм²/хв.) ніж при дії на оливу МП (9,5 мм²/хв.), тому рівень зношування при S-N напрямку МП та без МП майже не відрізняється.

Таким чином, після проведених досліджень було встановлено оптимальний вплив МП на робоче середовище, а саме його напрям N-S, що підвищує зносостійкість поверхні тертя до 0,01 мкм/км.

Модельні випробування сталі 45 по ЛС59-1 в робочому середовищі, яке знаходиться під впливом МП характеризуються утворенням і утриманням ЗП на поверхні тертя при направленні МП S-N-S-N протягом 30...40 хвилин в олівах M10Г2к та 5W40, а без МП – 15...20 хв., після чого в обох зазначених випадках проходить процес стирання ЗП.

Таким чином, встановлено оптимальний вплив МП поля на робоче середовище, а саме його напрям (S-N-S-N), що сприяє покращенню експлуатаційних характеристик, а саме підвищенню зносостійкості робочої поверхні.

Так як змащувальні матеріали, обробленні МП, володіють антифрикційними та протизносними властивостями, тому змінюючи стан змащувального матеріалу використанням енергії МП можна покращити експлуатаційні характеристики робочих поверхонь.

Для досліджень було вибрано наступні об'єкти:

– енергетичні – вплив МП постійного магніту на змащувальний матеріал, з можливістю зміни потужності магнітної індукції та напрямку магнітних ліній;

– фізичні: зразок із сталі 45, скляне контртіло, робоче середовище – моторна мінеральна оліва M10Г2к та синтетична 5W40.

Під час експериментів магніти створювали постійне, рівномірне МП, яке впливає на робоче середовище поза робочою зоною.

Дослідження на зносостійкість проводили по схемі контакту площа-палець. Нормальне навантаження на зразок складало 0,5 МПа, 1,0 МПа та 1,5 МПа, а швидкість 0,1 м/с, 0,5 м/с, 1 м/с. Для збору статистичних даних зразком служила сталь 2 як модельний матеріал, поверхневі зміни на робочій поверхні якого проходять значно інтенсивніше ніж на загартованих стаях, а контртілом – скло (для проведення моніторингу змін на робочій поверхні).

На робочих поверхнях в олівах M10Г2к та 5W40 без впливу МП практично немає ЗП (займають до 1% площи тертя), відповідно інтенсивність зношування в цьому випадку висока, понад -0,02 мкм/км. Під дією МП, з напрямом S-N, величина магнітної індукції складала 0,15 Тл. Топографія поверхні при цьому характеризується наявністю ЗП (до 4...6% в M10Г2к та 3...5% в 5W40), що пояснюється тим, що при дії МП на оливу кінетика її розтікання підвищується, кут змочування оптимізується в порівнянні із звичайними умовами, а це в свою чергу покращує експлуатаційні характеристики робочої поверхні, а саме, знижує рівень зношування за рахунок покращення змащувальних властивостей оліви. Крім того МП сприяє інтенсивнішому створенню ЗП на поверхні тертя зразка, при цьому дещо підвищується рівень зносостійкості до -0,005 мкм/км в M10Г2к та -0,008 мкм/км в 5W40.

Підвищенням величини магнітної індукції до 0,3 Тл з напрямом МП S-N-S-N поверхні тертя характеризуються значною кількістю продуктів, що беруть участь у створенні ЗП (8...12 % площи поверхні в M10Г2к та 5...9% в 5W40). Це говорить про те, що парамагнітні та діамагнітні модифікатори робочої рідини намагнічуються в зоні дії МП, і виштовхуючись осідають на поверхні, що третися, інтенсивніше ніж при 0,15 Тл. Крім того, намагнічені модифікатори оліви в робочій зоні активно упроваджуються в поверхню, саме тому проходять процеси підвищення зносостійкості

материалу, а саме до $-0,003$ мкм/км в середовищі М10Г2к та до $-0,0045$ мкм/км в 5W40.

При напрямі магнітних ліній S-S-N-N поверхні тертя характеризуються значним рівнем зношування, оскільки на них практично не спостерігається ЗП, що пояснюється тим, що як парамагнітні, так і феромагнітні модифікатори, слідуючи напряму МП, виносяться в об'єм робочого середовища й інтенсивність їх потрапляння в зону тертя є низькою. Таким чином, поверхня не захищена плівками та значно зношується до $-0,03$ мкм/км в М10Г2к та до $-0,04$ мкм/км в 5W40.

Отже, постійне МП при впливі на змащувальне робоче середовище значно покращує експлуатаційні характеристики, а саме підвищує зносостійкість сталі 2 в направленому МП з напрямками S-N та S-N-S-N в основному за рахунок зміщення модифікаторів оліви до робочої зони, підвищення рівня кінетики її розтікання на поверхні тертя та оптимізації кута змочування. Було з'ясовано, що з підвищенням величини магнітної індукції МП, за умов його впливу на ММ, знижується коефіцієнт тертя.

Через те що поршень плунжерного насосу зазвичай виготовляють із загартованої на мартенситну структуру сталі, то актуальним було провести модельне дослідження, де робочий зразок буде виготовлений із зазначеного матеріалу.

Виходячи із результатів досліджень, поверхонь зразків та результатів отриманих даних відповідно до навантаження, можна сказати, що зносостійкість поверхонь тертя, як і в попередньому випадку із сталлю 2, залежить від напрямку магнітних ліній, що діють на робоче середовище та магнітної індукції, величина якої впливає на рівень кінетики розтікання оліви по робочій поверхні, кута змочування та спрямування її модифікаторів.

Найбільш інтенсивний механізм підвищення зносостійкості робочої поверхні сталі 45, як і у сталі 2, спостерігається при S-N-S-N розміщенні магнітів, оскільки, як було раніше визначено в другому розділі, саме під дією МП кінетика розтікання оліви підвищується до $9 \text{ мм}^2/\text{хв.}$, а кут змочування становить $2,5^\circ$, що пояснює рівень зносостійкості поверхні тертя до $-0,0025$ мкм/км в середовищі М10Г2к та до $-0,003$ мкм/км в 5W40. Аналізуючи отримані результати потрібно зауважити, що такий параметр як нормальне навантаження має значний вплив на рівень зносостійкості, а саме, із збільшенням навантаження на робочу поверхню підвищується рівень зношування. В ході досліджень було також встановлено,

що коефіцієнт тертя сталі 45 по скляному контртілу в робочому середовищі М10Г2к та 5W40 під дією МП знижується, а це сприяє зниженню рівня зношування та підвищенню зносостійкості поверхонь.

Для проведення моніторингу процесу тертя пари метал-метал доцільним є збір статистичних даних стосовно характеру вібраційних характеристик при зміні трибологічного стану поверхні при терті сталі по склу, з подальшим перенесенням результатів на пару метал-метал, оскільки, як зазначалося в роботі [1], природа процесу зношування та кінетика його розвитку тісно пов'язані із станом змащувального шару, а робочий стан робочої рідини та зовнішній вплив в обох випадках ідентичні.

Реальна прецизійна пара в процесі експлуатації це стальний поршень (мартенситної структури) по латунному циліндуру, тому доцільним було дослідити саме цю робочу пару на підвищення зносостійкості у робочому середовищі, обробленому МП.

Для проведення експерименту було використано латунне контртіло із ЛС59-1 та сталь 45, як зразок, та оліви М10Г2к та 5W40, як робочі середовища. Час проведення досліджень визначено за допомогою накопичення даних при попередніх дослідженнях змін на робочих поверхнях за рахунок того, що контртілом було скло та заздалегідь визначено оптимальні параметри проведення експерименту.

Таким чином, механізм підвищення зносостійкості буде таким самим, що і випадку із контртілом склом тільки інтенсивнішим за рахунок того, що у процесі створення ЗП на поверхні крім модифікаторів оліви прийматимуть участь ще й латунні складові контртіла.

Змащувальне робоче середовище значно підвищує зносостійкість сталі 45 в направленому МП 0,3 Тл, за рахунок зміщення модифікаторів оліви в робочу зону, підвищення рівня кінетики розтікання оліви по робочій поверхні та оптимізації кута змочування, що в свою чергу підвищує рівень зносостійкості до $-0,0012$ мкм/км в М10Г2к та до $-0,0016$ мкм/км в 5W40. Також з'ясовано, що коефіцієнт тертя сталі 45 по ЛС59-1 в робочому середовищі знижується з підвищенням величини магнітної індукції.

Висновки

У результаті проведених досліджень було встановлено, що під дією МП на робоче середовище зносостійкість поверхонь зростає в 1,5 рази в порівнянні із рівнем зносостійкості без впливу МП. Це пояснюється тим, що енергетичний додаток МП в оліву, складає 11,8%,

(підвищується рівень кінетичного розтікання оліви на 37%, оптимізується кут змочування – 87%, підвищується її температура на 5%). В ході проведення експериментів було з'ясовано, що експлуатаційні параметри поверхні сталей в оброблених МП робочих середовищах, а саме максимальний рівень зносостійкості поверхні тертя, спостерігається при S-N-S-N напрямку МП при 0,3 Тл магнітної індукції і становить до -0,03...0,04 мкм/км за рахунок високого рівня кінетичного розтікання оліви до 9,5 мм²/хв. та кута змочування 2,5°, це в свою чергу дозволяє покращити технічний стан прецизійної пари.

Література

1. Дмитриченко М. Ф. Смазочное действие смазок и водно-гликолевых жидкостей в условиях сильной смазки и масляного голодания локального контакта трения [Текст] : дис д-ра техн. наук / Дмитриченко М. Ф. – К. : НАУ, 1991. – 386 с.
2. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах [Текст] / Б. И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 396 с.
3. Мышкин Н. С. Трибология в работах В. А. Белого [Текст] / Н. С. Мышкин, М. И. Петроковец, Ю. М. Плескачевский // Трение и износ. – 2002. – №3(23). – С. 236-246.

Поступила в редакцию 31.05.2016

А.А. Тамаргазин, И.И. Линник, Л.Б. Приймак. Влияние магнитного поля на эксплуатационные характеристики прецизионных пар энергетических установок авиационной наземной техники

Рассматриваются результаты исследований влияния магнитного поля на рабочую среду при наличии и без наличия в составе масла модельных нанопорошков различной магнитной природы и его взаимосвязь с рабочими поверхностями прецизионных пар, работающих в современных энергетических установках авиационной наземной техники. Исследования проводились с минеральными и синтетическими маслами при их обработке постоянным магнитным полем различной конфигурации. Полученные результаты позволяют выполнить модернизацию систем смазки энергетических установок авиационной наземной техники в эксплуатационных условиях с целью управления ресурсом отдельных агрегатов и узлов.

Ключевые слова: масло, магнитное поле, прецизионная пара, энергетическая установка.

A.A. Timirgazin, I.I. Linnik, L.B. Pryimak. The influence of magnetic field on performance characteristics precision steam power plants aviation ground equipment

The article discusses the results of studies of magnetic field effect on the working medium in the presence and without the presence of the oil composition of different magnetic nanopowders model of nature and its relationship with work surfaces precision pairs working in contemporary power plants aviation ground equipment. The studies were conducted with mineral and synthetic oils during processing with a constant magnetic field of various configurations. The obtained results allow the upgrade of the lubrication systems of power plants aviation ground equipment in operating conditions to manage the resource of the separate units and units.

Keywords: oil, magnetic field, precision pair, power plant.

Д-р техн. наук А.Я. Качан, С.А. Уланов

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД

В работе представлены критерии оценки стабильности выходных параметров процессов обработки деталей ГТД, которые включают следующие коэффициенты: коэффициент стабильности составляющей силы резания при шлифовании, коэффициент вариации среднего значения предела выносливости детали после обработки и коэффициент живучести детали.

На основе представленных коэффициентов проведен анализ различных процессов обработки лопаток компрессора, где показаны преимущества и недостатки исследуемых вариантов технологии.

Ключевые слова: детали ГТД, критерии оценки, предел выносливости, коэффициент стабильности, коэффициент вариации, коэффициент живучести.

Одним из важных показателей, характеризующих уровень применяемых технологий, особенно на финишных операциях обработки деталей, является стабильность выходных параметров процесса.

Стабильность выходных параметров процесса обработки деталей вносит значительный вклад в обеспечение качества их несущих поверхностей, а, следовательно, и в повышение ресурса и надежности авиационных двигателей [1–3].

Поэтому разработка и исследование критериев для оценки стабильности выходных параметров процессов обработки деталей является важной и актуальной.

Цель работы – разработка и выбор критериев и их применение для оценки выходных параметров процессов обработки деталей ГТД.

При оценке вариантов схем формообразования сложнопрофильных поверхностей наиболее предпочтительной следует считать схему, которая обеспечивает более высокую стабильность выходных параметров процесса [1, 3].

Стабильность выходных параметров при шлифовании в полной мере определяется стабильностью сил шлифования, например, составляющей P_z , которую можно оценить посредством коэффициента стабильности λ_{P_z} :

$$\lambda_{P_z} = \frac{P_z - \Delta P_z}{P_z} = 1 - \frac{\Delta P_z}{P_z}, \quad (1)$$

где ΔP_z – абсолютная величина отклонения фактической составляющей силы резания от оптимальной.

Величину отклонения ΔP_z можно выразить через передаточную функцию, принимая функцию P_z линейной в диапазоне $\Delta \varepsilon_i$

$$\Delta_i P_z = \frac{\partial P_z}{\partial \varepsilon_i} \Delta \varepsilon_i, \quad (2)$$

где $\frac{\partial P_z}{\partial \varepsilon_i}$ – передаточная функция;
 $\Delta \varepsilon_i$ – изменение значения аргумента.

Изменение функции P_z от непостоянства ее аргументов составит:

$$\Delta P_z = \sum_{i=1}^n \Delta_i P_z, \quad (3)$$

где n – число аргументов функции ΔP_z .

С учетом выражения ΔP_z из уравнения (3) коэффициент стабильности λ_{P_z} из уравнения (1) примет вид:

$$\lambda_{P_z} = 1 - \frac{1}{P_z} \sum_{i=1}^n \frac{\partial P_z}{\partial \varepsilon_i} \Delta \varepsilon_i. \quad (4)$$

При изменении только одного параметра коэффициент стабильности определяется следующим образом:

$$\lambda_{iP_z} = 1 - \frac{\partial P_z}{\partial \varepsilon_i} \Delta \varepsilon_i \cdot \frac{1}{P_z} \quad (5)$$

Обозначим $\eta_i = \frac{1}{P_z} \cdot \frac{\partial P_z}{\partial \varepsilon_i}$, которая характеризует чувствительность схемы к изменению данного параметра, тогда:

$$\lambda_{iP_z} = \eta_i \Delta \varepsilon_i. \quad (6)$$

Влияние схем формообразования шлифованием профилей спинки и корыта пера лопаток на стабильность сил шлифования можно также оценить в соответствии с принятым критерием стабильности λ_{P_z} .

Рассматриваются две схемы обработки, основным отличием которых является способ подачи на строку.

В соответствии с первой схемой (рис. 1) подача на строку осуществляется поступательным перемещением инструмента вдоль оси лопатки, а в соответствии со второй схемой, подача на строку инструмента осуществляется периодическим поворотом лопатки (рис. 2).

В соответствии с [4] силы резания для первой и второй схем формообразования имеют вид:

$$P_z^s = \tau_p \cdot V \cdot k \cdot \rho \cdot S_c \cdot t / 60 \cdot V_u \cdot (\rho \pm r_u), \quad (7)$$

$$P_z^{\gamma_c} = \tau_p \cdot V \cdot k \cdot t \cdot \gamma_c \cdot \rho / 60 \cdot V_u \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) запишем в виде:

$$P_z^s = K \frac{\rho}{\rho \pm r_u}, \quad (9)$$

$$P_z^{\gamma_c} = K \cdot \rho, \quad (10)$$

где $K = \tau_p \cdot V \cdot k \cdot S_c \cdot t / 60 \cdot V_u$;

$K = \tau_p \cdot V \cdot k \cdot t \cdot \gamma_c / 60 \cdot V_u$;

τ_p – напряжение сдвига при резании, Па;

V – скорость копирования, м/мин;

k – коэффициент пропорциональности, зависящий от угла трения и переднего угла;

S_c – подача на строку, мм;

γ_c – угол поворота на строку, рад.;

t – глубина резания, мм;

V_u – скорость резания, м/с;

ρ – радиус кривизны кривой, образующей сечение лопатки, мм;

r_u – радиус кривизны инструмента, мм.

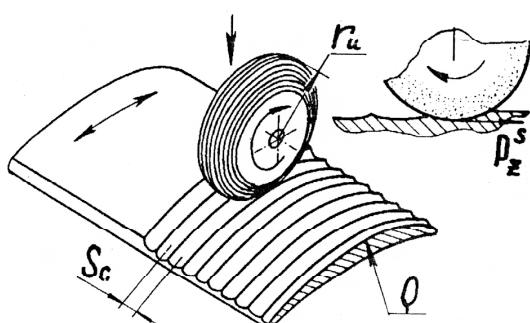


Рис. 1. Схема обработки пера лопатки поперечными строчками

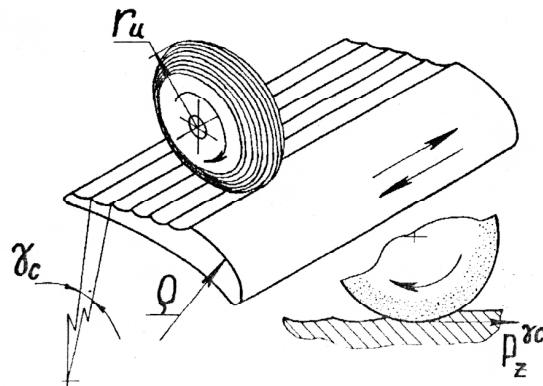


Рис. 2. Схема обработки пера лопатки продольными строчками

Продифференцируем уравнения (9) и (10) и запишем в отклонениях:

$$\Delta P_z^s = K \frac{r_u}{(\rho \pm r_u)^2} \Delta \rho, \quad (11)$$

$$\Delta P_z^{\gamma_c} = K \cdot \Delta \rho. \quad (12)$$

С учетом уравнений (11) и (12), а также уравнений (7) и (8), получим выражения для коэффициентов стабильности каждой из оцениваемых схем формообразования:

$$\lambda_{P_z}^s = 1 - \frac{r_u}{\rho} \left(\frac{1}{\rho \pm r_u} \right) \Delta \rho, \quad (13)$$

$$\lambda_{P_z}^{\gamma_c} = 1 - \frac{\Delta \rho}{\rho}. \quad (14)$$

В соответствии с полученными уравнениями построены графические зависимости для коэффициентов стабильности сил шлифования для каждой из схем формообразования в относительных единицах ρ/r_u (рис. 3).

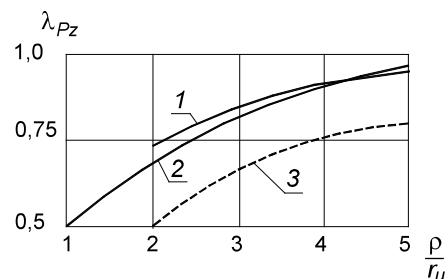


Рис. 3. Зависимость коэффициентов стабильности сил шлифования λ_{P_z} для двух схем формообразования пера лопатки от относительной кривизны ρ/r_u
 1 – для корыта при формообразовании по схеме рис. 1; 2 – для спинки при формообразовании по схеме рис. 1; 3 – для корыта при формообразовании по схеме рис. 2

Для оценки уровня долговечности при напряжениях выше предела выносливости применяется коэффициент живучести K_i [2].

Живучесть характеризуется относительным количеством циклов до разрушения

$$K_i = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot N_i}{n \cdot N_0 \cdot \sigma_{-1}^p},$$

где σ_i и N_i – напряжение и число циклов до разрушения лопаток при испытаниях на усталость;

n – число лопаток, испытанных на уровнях напряжений, выше рассчитанного значения σ_{-1} ;

N_0 – базовое число циклов при испытаниях лопаток на усталость ($2 \cdot 10^7$ циклов);

σ_{-1} – предел выносливости лопаток, МПа.

Стабильность свойств поверхностного слоя образца определяется коэффициентом вариации (v) среднего значения предела выносливости

$$v = \frac{\bar{S}_{\sigma_{-1}}}{\sigma_{-1}},$$

где $\bar{S}_{\sigma_{-1}}$ – среднеквадратическое отклонение предела выносливости.

В табл. 1 представлены результаты испытаний лопаток из сплава ВТ8М компрессора на усталость с указанием коэффициентов живучести K_i и вариации v [2].

Наименьшее рассеяние $\sigma_{-1} v = 0,011$ наблюдается для комбинированной обработки виброполирование + ПДУ.

Таблица 1

Параметры выносливости лопаток после обработки различными отделочно-упрочняющими методами

Параметры выносливости	Методы обработки			
	Виброполирование	Глянцевание кромок+УЗУ	Глянцевание кромок+ПДУ	Виброполирование+ПДУ
$\bar{\sigma}_{-1}$, МПа	575	625	615	592
$\bar{S}_{\sigma_{-1}}$, МПа	54,1	55,3	47,7	6,8
K_i	0,64	0,494	0,476	0,553
v	0,094	0,088	0,078	0,011

Коэффициент живучести K_i для рассматриваемых технологических методов находится практически на одном уровне.

Выходные параметры

В работе представлены критерии оценки выходных параметров процессов обработки деталей ГТД, позволяющие анализировать степень влияния различных технологий на параметры качества их изготовления.

Показано, что наиболее приемлемыми критериями для оценки выходных параметров процессов обработки деталей ГТД являются коэффициент стабильности составляющей силы резания, коэффициент вариации и коэффициент живучести.

Проведен анализ методов обработки на основе предложенных критериев, где выявлены рациональные схемы и методы обработки рабочих лопаток компрессора ГТД.

Список литературы

1. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД: монография. Ч.1. Лопатки компрессора и вентилятора / [Богуслаев В. А., Муравченко Ф. М., Жеманюк П. Д., Качан А. Я. и др.]. – Запорожье: изд-во АО «Мотор Сич», 2003. – 369 с.
2. Отделочно-упрочняющая обработка деталей ГТД / [Богуслаев В. А., Яценко В. К., Жеманюк П. Д. и др.]. – Запорожье: изд-во АО «Мотор Сич», 2005. – 559 с.
3. Качан А.Я. Влияние параметров схем формообразования на стабильность сил шлифования / Качан А.Я., Петренко А.П. // Вестник Харьковского государственного политехнического университета: сб. научн. тр. – Харьков. ХГПУ. – 1999. – Вып. 42. – С. 110 – 113.
4. Юнусов Ф.С. Формообразование сложно-профильных поверхностей шлифованием. – М.: «Машиностроение», 1987. – 248 с.

Поступила в редакцию 31.05.2016

Качан О.Я., Уланов С.О. Критерії оцінки вихідних параметрів процесів обробки деталей ГТД

У роботі представлена критерії оцінки стабільності вихідних параметрів процесів обробки деталей ГТД, які включають наступні коефіцієнти: коефіцієнт стабільності складової сили різання при шліфуванні, коефіцієнт варіації середнього значення границі витривалості деталі після обробки і коефіцієнт живучості деталі.

На основі представлених коефіцієнтів проведено аналіз різних процесів обробки лопаток компресора, де показано переваги та недоліки досліджуваних варіантів технологій.

Ключові слова: деталі ГТД, критерії оцінки, границя витривалості, коефіцієнт стабільності, коефіцієнт варіації, коефіцієнт живучості.

Kachan A.Y., Ulanov S.A. Assessment criteria for output parameters of gas turbine engine parts processing

The report presents assessment criteria for output parameter stability of gas turbine engine parts processing, including the following factors: stability factor of cutting force component during grinding, variation factor of part mean endurance limit after processing and part survivability factor.

Based on the presented factors, the analysis of different compressor blades processing operations was carried out, where advantages and disadvantages of the processing options in question were demonstrated.

Key words: gas turbine engine parts, assessment criteria, endurance limit, stability factor, variation factor, survivability factor.

Е.К. Березовский

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ЧИСТОВОГО ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ6

В работе установлено влияние режимов чистового высокоскоростного фрезерования на параметры качества поверхности слоя и силу резания при обработке образцов из титанового сплава ВТ6.

Представлены математические модели уравнениями линейной регрессии зависимостей параметров качества поверхности слоя и силы резания от величины подачи на зуб фрезы и скорости резания.

Показано распределение остаточных напряжений по глубине поверхности слоя образцов.

Ключевые слова: чистовое высокоскоростное фрезерование, параметры качества, поверхность слой, остаточные напряжения, шероховатость поверхности, степень наклепа, средний шаг неровностей, сила резания, подача на зуб, скорость резания, математическая модель.

Введение

В настоящее время в авиа двигателестроении значение высокоскоростного фрезерования значительно возросло, что связано с появлением сложнопрофильных деталей в конструкции авиа двигателей из труднообрабатываемых титановых и никелевых сплавов [1, 2].

Учитывая влияние поверхности слоя деталей газотурбинных двигателей (ГТД), работающих в условиях циклического нагружения, особенно актуальным является обеспечение при высокоскоростном фрезеровании не только параметров точности, но и параметров качества поверхности слоя.

Поэтому важным является исследование влияния режимов чистового высокоскоростного фрезерования на параметры качества по-

верхности слоя деталей ГТД из титановых сплавов.

Цель работы — оценка влияния режимов чистового высокоскоростного фрезерования на параметры качества поверхности слоя образцов из титанового сплава ВТ6.

Объект исследования — образцы из титанового сплава ВТ6 после чистового высокоскоростного фрезерования.

Методы и методика проведения исследований

Исследование проводилось на стандартных образцах, применяемых для оценки параметров качества поверхности слоя деталей ГТД в серийном производстве.

Образцы изготавливались из титанового деформируемого сплава ВТ6, химический состав которого представлен в табл. 1.

Химический состав ВТ6, %

Fe	C	Si	V	N	Ti	Al	Zr	O	H	Примесей
до 0,3	до 0,1	до 0,15	3,5...5,3	до 0,05	86,485...91,2	5,3...6,8	до 0,3	до 0,2	до 0,015	прочих 0,3

Микроструктура титанового сплава ВТ6 образцов проверена на макротемплатах, изготовленных по сечению штамповок в продольном направлении. Микроструктура соответствует 2а типу, при норме 1 – 6а тип шкалы №1 ОСТ 1 90002-86 (рис. 1).

Для чистового попутного высокоскоростного фрезерования применялись концевые фрезы из материала ВК10ХОМ с геометрическими параметрами: радиус фрезы, $r = 4$ мм; число зубьев — 4; передний угол, $\gamma = 20^\circ$; задний угол, $2...6^\circ$; угол подъема винтовой канавки, $\omega = 36^\circ$;

глубина фрезерования, $h = 0,5$ мм; ширина строiki – 0,5 мм; угол наклона оси инструмента – 6°.

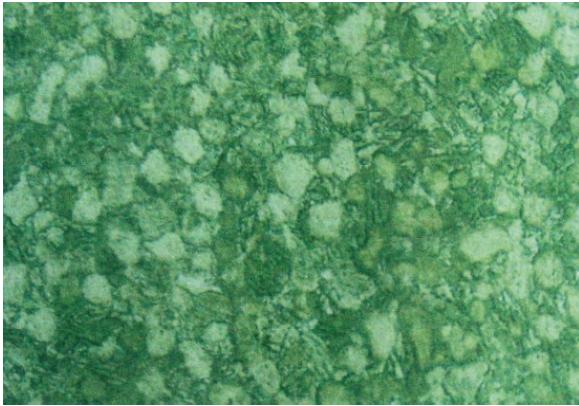


Рис. 1. Микроструктура титанового сплава ВТ6 образцов перед высокоскоростным фрезерованием

Диапазоны изменения режимных параметров:

- скорость резания, $V = 35 \dots 95$ м/мин;
- подача на зуб, $S_z = 0,02 \dots 0,09$ мм/зуб.

В ходе проведения экспериментальных исследований определялись значения параметров качества поверхностного слоя и сила резания:

- среднее арифметическое отклонение профиля, R_a , мкм;
- средний шаг неровностей профиля, S_m , мкм;

- степень наклена поверхностного слоя материала образца, δH , %;

- остаточные напряжения на поверхности образца после чистового высокоскоростного фрезерования, $\sigma_{\text{ост}}^{\text{нов}}$, МПа;

- микроструктура поверхностного слоя образцов после высокоскоростного фрезерования;

- сила резания, P , Н.

Чистовая обработка образцов из титанового сплава ВТ6, высокоскоростным фрезерованием производилась на обрабатывающем центре Turbomill-1200g.

Результаты исследований и их обсуждение

Установленные зависимости параметров:

R_a , S_m , δH , $\sigma_{\text{ост}}^{\text{нов}}$, P от величины подачи на зуб, S_z математически представлены уравнениями линейной регрессии вида:

$$\begin{aligned} R_a &= 1,46 + 2,23S_z; \\ S_m &= 0,11 + 13S_z; \\ \delta H &= 2,5 + 195S_z; \\ \sigma_{\text{ост}}^{\text{нов}} &= -649,3 + 6900S_z; \\ P &= -0,5 + 470S_z. \end{aligned} \quad (1)$$

Геометрическая интерпретация уравнений (1) линейной регрессии показана на рис. 2.

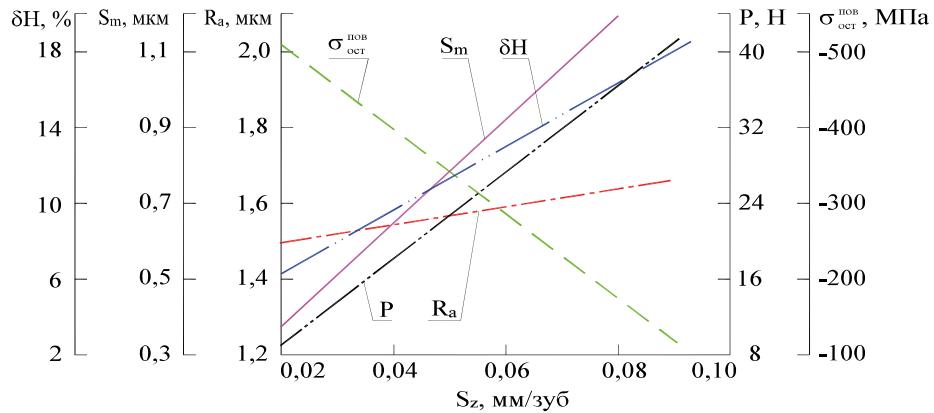


Рис. 2. Влияние подачи на зуб на параметры качества поверхностного слоя образцов и силу резания при чистовом высокоскоростном фрезеровании

С увеличением подачи на зуб, S_z в диапазоне от 0,02 до 0,09 мм/зуб, R_a , S_m , δH и P прямо пропорционально увеличиваются. При этом R_a увеличивается от 1,5 до 1,65 мкм; S_m – от 0,37 до 1,2 мкм; δH – от 6,3 до 18 %; P – от 9,0 до 40 Н, что не противоречит [3].

Остаточные напряжения, $\sigma_{\text{ост}}^{\text{нов}}$ являются сжимающими и пропорционально снижаются от 512 до -114 МПа.

Схема действия сил на режущую кромку фрезы при высокоскоростном фрезеровании образца показана на рис. 3.

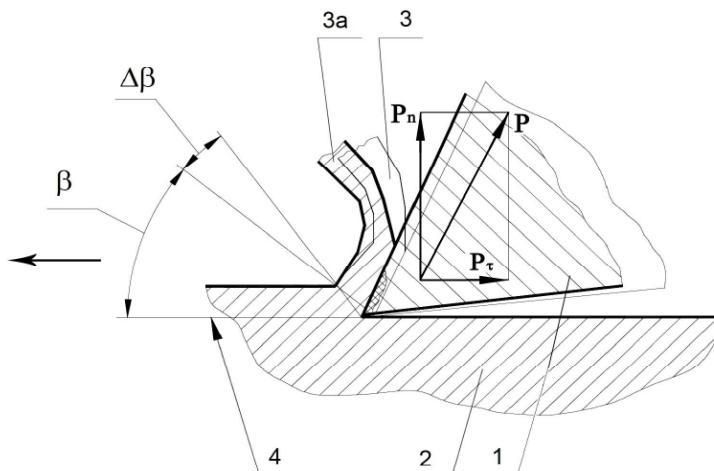


Рис. 3. Схема действия сил на режущую кромку фрезы при высокоскоростном фрезеровании образца

1 – инструмент; 2 – деталь; 3 – стружка; 3а – положение стружки при ВСФ; 4 – плоскость резания; β – угол скальвания; $\Delta\beta$ – увеличение угла скальвания; P_t – касательная сила, Н; P_n – нормальная сила, Н; Р – результирующая сила, Н

Установленные зависимости R_a , S_m , $\sigma_{ост}^{пov}$, Р от скорости резания V в принятом в эксперименте диапазоне изменения математически представлены уравнениями линейной регрессии вида:

$$\begin{aligned} R_a &= 1,48 + 0,0069V; \\ S_m &= 0,61; \\ \delta H &= 11,74 + 0,076V; \\ \sigma_{ост}^{пov} &= -636 + 3,93V; \\ P &= 19,0 + 0,018V. \end{aligned} \quad (2)$$

Геометрическая интерпретация уравнений (2) линейной регрессии показана на рис. 4.

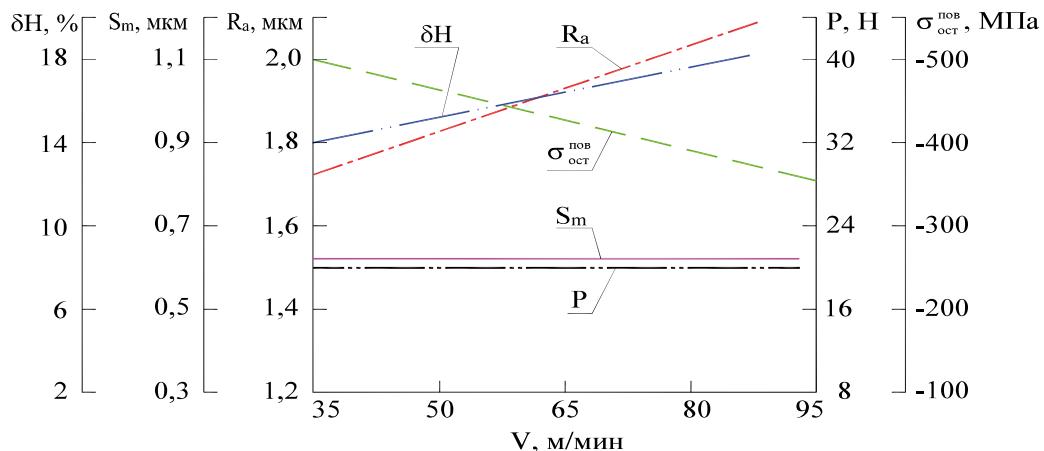


Рис. 4. Влияние скорости резания на параметры качества поверхностного слоя образца и силу резания при чистовом высокоскоростном фрезеровании

С увеличением скорости резания V в диапазоне от 35 до 95 м/мин, R_a увеличивается от 1,72 до 2,3 мкм. S_m и Р практически не изменяются с увеличением скорости резания.

Остаточные напряжения, $\sigma_{ост}^{пov}$ являются сжимающими и пропорционально снижаются от - 500 до - 350 МПа.

На рис. 5 показано распределение остаточных напряжений $\sigma_{ост}$ по глубине поверхности

ного слоя образцов после чистового высокоскоростного фрезерования.

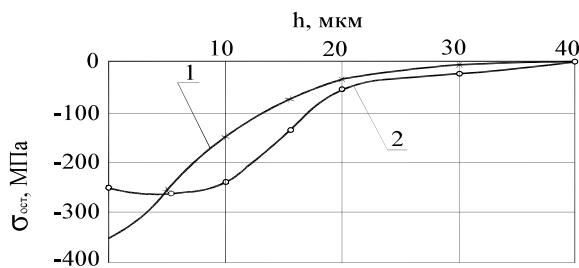


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя
1 – образцы из титанового сплава ВТ6;
2 – образцы из титанового сплава ВТ8-1

В поверхностном слое наводятся остаточные напряжения сжатия с глубиной распространения от 30 до 40 мкм.

Микроструктура поверхностного слоя образцов после высокоскоростного фрезерования не изменяется и соответствует микроструктуре, представленной на рис. 1.

Выводы

1. Режимы чистового высокоскоростного фрезерования: подача на зуб, S_z и скорость резания, V оказывают существенное влияние на параметры качества поверхности образцов из титанового сплава ВТ6.

2. С увеличением подачи на зуб, S_z в принятом в эксперименте диапазоне изменения параметры качества R_a , S_m , δH увеличиваются пропорционально увеличению подачи на зуб.

3. С увеличением скорости резания V в принятом в эксперименте диапазоне изменения, шероховатость обработанной поверхности R_a

пропорционально увеличивается, а параметр S_m и сила резания P не изменяются.

4. В поверхностном слое после чистового высокоскоростного фрезерования наводятся остаточные напряжения сжатия с глубиной распределения от 30 до 40 мкм.

5. С увеличением подачи на зуб и скорости резания величина остаточных напряжений на поверхности образцов пропорционально снижается.

6. Наклеп поверхностного слоя после чистового высокоскоростного фрезерования с увеличением подачи на зуб пропорционально увеличивается от 6,3 до 18%, а с увеличением скорости резания в принятом в эксперименте диапазоне изменения, наклеп поверхностного слоя увеличивается от 14 до 18%.

Список литературы

1. Богуслаев В.А. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентилятора. [Текст] / [В.А. Богуслаев, Ф.М. Муравченко, П.Д. Жеманюк, А.Я. Качан и др.]. – Ч.І. – Запорожье: АО «Мотор Сич», 2003. – 353 с.

2. Качан А.Я. Технология обработки осевых моноколес высокоскоростным фрезерованием [Текст] / А.Я. Качан, С.А. Петров, В.А. Панасенко [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 9(35). – С. 12 – 18.

3. Болсуновский С.А. Расчетная оценка и экспериментальное измерение усилий резания для чистовой высокоскоростной фрезерной обработки компрессорной лопатки ГТД [Текст] / С.А. Болсуновский, В.Д. Вермель, Г.А. Губанов [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 10(97). – С. 16 – 19.

Поступила в редакцию 31.05.2016

Березовський Є.К. Вплив режимів чистового високошвидкісного фрезерування на параметри якості поверхневого шару зразків з титанового сплаву ВТ6

У роботі встановлено вплив режимів чистового високошвидкісного фрезерування на параметри якості поверхневого шару і силу різання при обробці зразків з титанового сплаву ВТ6.

Представлено математичні моделі рівняннями лінійної регресії залежностей параметрів якості поверхневого шару і сили різання від величини подачі на зуб фрези і швидкості різання.

Показано розподіл залишкових напруг по глибині поверхневого шару зразків.

Ключові слова: чистове високошвидкісне фрезерування, параметри якості, поверхневий шар, залишкові напруги, шорсткість поверхні, ступінь наклепу, середній крок нерівностей, сила різання, подача на зуб, швидкість різання, математична модель.

Y.K.Berezovsky. Influence of high-speed fine mill conditions on qualitative characteristics of BT6 titanium alloy specimens' surface coat

This investigation describes the influence of high-speed fine mill conditions on qualitative characteristics of surface coat and tool-workpiece load during BT6 titanium alloy specimens processing.

Mathematical models are presented in the form of equations of linear regression showing the function of surface coat qualitative characteristics and tool-workpiece load to the tooth loading and tool-cutting speed.

The distribution of residual strain through the specimens surface coat depth is demonstrated.

Key words: *high-speed fine milling, qualitative characteristics, surface coat, residual strain, surface finish, peening degree, average pitch of roughness, tool-workpiece load, tooth loading, tool-cutting speed, mathematical model.*

УДК 669.245:629.7

**Н. Е. КАЛИНИНА¹, Е. А. ДЖУР¹, В. Т. КАЛИНИН², И. Ю. КОШЕЛЕВА¹,
В. П. БЕЛОЯРЦЕВА¹**

¹ Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Украина

² Национальная металлургическая академия, Украина

ПОВЫШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ И КОРРОЗИОННЫХ СВОЙСТВ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

Приведены результаты экспериментальных и опытно-промышленных испытаний комплекса механических свойств и коррозионной стойкости многокомпонентного жаропрочного никелевого сплава ЖСБУ-ВИ, применяемого для изготовления лопаток газотурбинных двигателей. Разработан технологический режим модифицирования никелевого расплава дисперсными композициями на основе карбида титана. Исследованы особенности формирования структуры модифицированного сплава, а также комплекс прочностных пластических свойств. Достигнуто значительное измельчение зерна сплава в результате модифицирования, что обусловило повышение прочностных свойств до 15% и ударной вязкости до 40%. Повышена коррозионная стойкость сплава ЖСБУ-ВИ в окислительной среде, глубина коррозии при температуре 1000 °C уменьшилась на 25% по сравнению с немодифицированным сплавом. Повышение стойкости и высокотемпературной коррозии связано с более равномерным распределением избыточных фаз в структуре модифицированного сплава.

Ключевые слова: жаропрочный сплав, механические свойства, структура, высокотемпературная коррозия, модификация

Введение

Повышение качества и эксплуатационных свойств изделий авиакосмической техники может быть успешно решено при разработке и усовершенствовании существующих материалов. В современных авиационных газотурбинных двигателях ГТД на долю жаропрочных сплавов приходится до 40% массы двигателя. При этом работоспособность всего авиационного двигателя определяется работоспособностью лопаток турбины. Условия работы лопаток в ГТД нового поколения становятся все более напряженными в связи с повышением температуры газа на входе в турбину, увеличением скорости полета, ресурса и цикличности работы двигателя. Эти экстремальные условия требуют применения перспективных материалов с улучшенной структурой и свойствами.

Эффективным способом измельчения структурных составляющих сплавов на макро- и микроуровнях являются модификация

многокомпонентных сплавов дисперсными композициями [1,5].

1. Постановка задачи исследования

Задача материаловедения заключается в создании современных высокожаропрочных сплавов со стабильной структурой, способных работать при высоких температурах и напряжениях. Целью данной работы является разработка технологии модификации никелевого сплава системы Ni-Cr-Al-Ti-Mo-W-Co дисперсными композициями, полученными методом плазмохимического синтеза. Необходимо изучить структурные изменения в сплавах, взаимосвязь структуры со свойствами и влияние легирующих элементов на структурообразование в многокомпонентных никелевых сплавах.

Материал исследований. Материалом исследования служил жаропрочный никелевый сплав ЖСБУ-ВИ, применяемый для изготовления рабочих лопаток газотурбинного двигателя (таблица 1).

Таблица 1

Химический состав жаропрочного никелевого сплава

Марка сплава	Содержание элементов, % масс.								
	Al	Ti	Cr	Mo	W	Co	C	Mn, Si	Ni
ЖСБУ-ВИ	5,2-5,8	2,2-2,8	8,6-9,3	1,2-1,6	9,8-10,5	9,4-10,4	0,13-0,19	≤0,2	Осн.

Результаты исследований

Разработана технология ввода модификатора в расплав, включающая: оптимизацию состава комплексного модификатора; определение способа ввода модификатора в расплав; установление температурно-временного режима плавки, выпуска и заливки расплава в форму.

Для ввода порошков модификатора в расплав разработана технология, состоящая из трех этапов. На первом этапе методом порошковой металлургии в аттиторе смешивали порошки никелевого сплава с порошком модификатора. На втором этапе проводили прессование порошков в стальной прессформе. Третьим этапом являлась введение порошка в жидкий расплав жаропрочного никелевого сплава [2].

Аттиторную обработку смесей порошков проводили в три этапа. На первом происходило расплющивание и размол отдельных частиц; на втором – разрушение и перестройка структуры частиц за счет холодного сваривания разнородных частиц и образования слоистой структуры; третьим этапом являлось истончение компонентов слоев и повышение внутренней однородности частиц. Теоретической основой аттиторной обработки является представление о системе шары-порошок как многокомпонентной вязкой жидкости, интенсивность перемещения компонентов которой определяется турбулентной диффузией. При вращении мешалки в движение приводится вся масса шаров, находящихся в рабочей камере. Непосредственно мешалкой приводится во вращение относительно небольшое количество шаров, остальные приводятся в движение путем эстафетной передачи импульсов от шара к шару.

С целью оптимизации макроструктуры, получения равномерной полигидрической, мелкокристаллической структуры на лопатках было опробовано модифицирование сплава ЖС6У-ВИ дисперсными композициями в таблетированном виде. Прессование производили на гидравлическом прессе в стальных прессформах [2]. Исследование различную дозировку модификатора: 0,1 и 0,2% масс. из учета 50%-ного усвоения расплавов.

Основой модификатора авторами предложен дисперсный модификатор-карбид титана Ti(C). Состав спрессованных таблеток: порошок Ti(C) и Ti размером менее 1 мкм; порошок Al размером 20 мкм; Al- пудра [3].

Таблетка комплексного модификатора, попадая в расплав, растворяется в нем и равномерно распределяется по объему расплава путем индукционного перемешивания.

Предложенная методика позволяет с минимальными потерями вводить необходимое

количество модификатора и гарантировать равномерное распределение в расплаве. Ввод модификатора осуществляли на том технологическом этапе плавки, который обеспечивает максимальный технический эффект. Температурно-временные параметры модифицирования: $t = 1650 \pm 10^{\circ}\text{C}$; $t = 5$ минут.

Структура многокомпонентного никелевого сплава ЖС6У-ВИ – гетерофазная, представляющая собой высокодисперсные частицы γ^1 – фазы (формирующейся на основе интерметаллического соединения Ni_3Al), равномерно распределенные в матрице из твердого γ – раствора легирующих элементов в никеле. Тугоплавкие легирующие элементы (W, Mo, Cr) увеличивают область существования γ^1 – фазы. Вследствие обеднения γ – фазы тугоплавкими элементами эффективность твердорастворного упрочнения уменьшается, и, как следствие, снижается сопротивление скольжению дислокаций, что в конечном счете, приводит к понижению жаропрочности. Алюминий и титан являются γ^1 – образующими, входят в γ^1 твердый раствор и являются основными упрочнителями. Элементы Co, Mo, и Cr входят в γ – твердый раствор. Наличие W одинаково и в γ , и в γ^1 твердом растворе. Таким образом, упрочнение сложнолегированного никелевого сплава происходит за счет: упрочнения γ твердого раствора и наличие дисперсных фаз.

Температуру модифицирования определяли исходя из диаграмм состояния Ni-Cr и Ti-Ni [4,6].

Согласно классической теории, существует три вида модифицирования: измельчение первичных зерен при кристаллизации матричной фазы; изменение внутреннего строения зерен – дендритов; измельчение эвтектик. Применен способ модифицирования [7] за счет измельчения зерен никелевого твердого раствора, что является результатом зародышевого действия тугоплавких частиц модификатора, специально введенных в расплав. Механизм действия модификатора в расплаве заключается в том, что на поверхностях частиц TiC происходит зарождение первичных кристаллов аустенитной γ – фазы.

Исследование макроструктуры сплава в исходном состоянии показало, что структура сплава крайне неоднородна по сечению. Исходные образцы имели крупнокристаллическую структуру с размером зерен 3–5 мм. Модифицированные образцы имели однородную, мелко-зернистую структуру с размером зерен до 1 мм. Таким образом, вследствие модифицирования средний размер зерна уменьшился в 3 раза.

Формирование при модифицировании упрочненного никелевого твердого раствора

и более развитой зернограничной структуры привело к повышению комплекса механических свойств модифицированного сплава по сравнению с немодифицированным состоянием: σ_b повышен на 8...10%; $\sigma_{0,2}$ – на 11...14%; δ – в 1,1...1,3 раза; КСУ резко повышена на 40% (рис. 1).

О жаростойкости сплава судили по результатам испытаний на высокотемпературную коррозию в окислительной атмосфере. После

каждой термоэкспозиции измеряли глубину межкристалличной коррозии. Установлено, что во всех образцах имело место внутреннее окисление. Более интенсивное высокотемпературное окисление наблюдали в немодифицированном образце глубиной

~ 40 мкм по сравнению с модифицированным образцом, где глубина коррозии составила 30 мкм. Таким образом, достигнуто снижение коррозионного повреждения сплава на 25%.

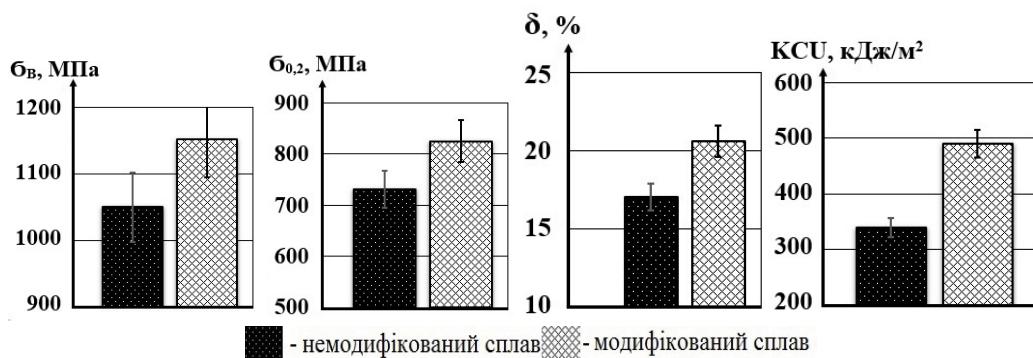


Рис. 1. Механические свойства никелевого сплава ЖС6У-ВИ до и после модифицирования

Заключение

Установлено, что комплексное модифицирование жаропрочного никелевого сплава ЖС6У-ВИ влияет на формирование мелкодисперсной структуры с равномерным распределением легирующих элементов.

В результате введение в расплав дисперсных частиц карбива-титана достигнуто значительное измельчение зерна сплава от 3...5 мм в исходном, до 1 мм в модифицированном состоянии.

Формирование при модифицировании более развитой зернограничной структуры привело к повышению комплекса механических свойств модифицированного сплава ЖС6У-ВИ. Достигнуто повышение предела прочности σ_b на 8...10%; предела текучести $\sigma_{0,2}$ – на 10...14%; относительного удлинения в 1,1...1,3 раза; ударной вязкости КСУ на 40%.

После испытаний на жаростойкость, глубина межкристалличной коррозии в модифицированном сплаве уменьшена в среднем на 25%, что характеризует высокую эксплуатационную стойкость сплава.

Литература

- Каблов Е. Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей [Текст] : монография / Е. Н. Каблов. - М. : МИСИС. - 2001. - 631 с.
- Калинина Н. Е. Технологические особенности наномодифицирования литейных

жаропрочных никелевых сплавов [Текст] / Н. Е. Калинина, А. Е. Калиновская, В. Т. Калинин // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Сумы. МИКЭМ. – 2013. - №1. – С. 54-56.

3. Декл. Пат. 82163 Україна на корисну модель МПК C22C 19/03. Комплексний модифікатор нікелевих сплавів [Текст] / Н. Є. Калініна, А. Є. Калиновська, В. Т. Калінін, З. В. Віліщук, Т. В. Носова. ДНУ. - № 2013 00612; заявл. 17.01.2013; опубл. 25.07.2013, Бюл. №14-7 с.

4. Особенности наномодифицирования многокомпонентных никелевых сплавов [Текст] / Н. Е. Калинина, А. Е. Калиновская, В. Т. Калинин [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. - №7(94). – С. 23-26.

5. Симс Ч. Суперсплавы: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок [Текст] : пер. с англ. / Ч. Симс. – М. : Металлургия. – 1995. – 384 с.

6. Лакиев Н. П. Диаграммы равновесия двойных металлических систем [Текст] : справочник / Н. П. Лакиев. – М. : Машиностроения. – 1997. – 56 с.

7. Saunders N. The Application of CALPHAD Calculations to Ni-based Superalloys [Text] / M. Saunders, M. Fahrmann, S. Y. Small // In «Superalloys 2000»; eds. K. A. Green, T. M. Pollock and R. D. Kissinger. – TMS, Warrendale, 2000. - 803 p.

Поступила в редакцию 02.06.2016

Н. Є. Калініна, Є. А. Джур, В. Т. Калінін, І. Ю. Кошелева, В. П. Білоярцева.
Підвищення механічних і корозійних властивостей багатокомпонентних жароміцьких сплавів

Наведено результати експериментальних і дослідно - промислових випробувань комплексу механічних властивостей та корозійної стійкості многокомпонентного жароміцького нікелевого сплаву ЖСбУ-В, застосованого для виготовлення лопаток газотурбінних двигунів. Розроблено технологічний режим модифікування нікелевого розплаву дисперсними композиціями на основі карбіду титану. Досліджено особливості формування структури модифікованого сплаву, а також комплекс міцності пластичних властивостей. Досягнуто значне подрібнення зерна сплаву в результаті модифікування, що зумовило підвищення міцності властивостей до 15% і ударної в'язкості до 40%. Підвищено корозійна стійкість сплаву ЖСбУ-В в окислювальному середовищі, глибина корозії при температурі 1000 °C зменшилася на 25% в порівнянні з немодифікованим сплавом. Підвищення стійкості і високотемпературної корозії пов'язано з більш рівномірним розподілом надлишкових фаз в структурі модифікованого сплаву.

Ключові слова: жароміцький сплав, механічні властивості, структура, високотемпературна корозія, модифікування.

N.E Kalinina, E. A Dzhur, V.T Kalinin, I. Y. Kosheleva, V.P Beloyartseva. Increasing the mechanical and corrosion properties of multicomponent high-temperature alloys

The results of experimental and developmental promeshlennyyh test complex mechanical properties and corrosion resistance of a multi-resistant nickel alloy ZhS6U -VI used for the manufacture of gas turbine engine blades. The technological regime modification nickel dispersed melt compositions based on titanium carbide . The features of the formation of the modified structure of the alloy, as well as a set of strength properties of the plastic. A substantial grain refinement alloy as a result of modification , resulting in improvement of strength properties and 15% and toughness to 40%. Improved corrosion resistance ZhS6U -VI alloy in an oxidizing environment at temperature corrosion depth 1000°C decreased by 25% as compared to the unmodified alloy. Increased resistance and high temperature corrosion due to the more uniform distribution of phases in the redundant structure of the modified alloy.

Key words: superalloy mechanical properties, structure, high temperature corrosion, modification.

УДК 620.175.2

Т.В. НОСОВА¹, А.В. КАЛИНИН²

¹*Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара,*

²*Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры,
Днепропетровск, Украина*

УПРОЧНЕНИЕ КРЕМНИЙМАРГАНЦОВИСТЫХ МОДИФИЦИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ ПРИ ГОРЯЧЕЙ ДЕФОРМАЦИИ

Проведена обработка расплавов конструкционных Si-Mn-сталей комплексными модификаторами на основе промышленных отходов титана, алюминия, стали. Модификатор вводим в виде прессованных брикетов. Проведена горячая деформация литьих заготовок, получены кованые заготовки сталей 16ГС, 17ГС и St.52.3. Исследована структура сталей в исходном состоянии и после модификации. Достигнута однородность структуры и измельчение зерна модифицированных сталей. В результате модификации повышен комплекс механических свойств Si-Mn-сталей, прочностные характеристики увеличены в среднем на 20-33%, ударная вязкость на 26-66%, улучшены технологические свойства деформированных заготовок. Разработаны механизмы упрочнения Si-Mn-сталей в результате модификации и горячей деформации: твердорастворное, зеренное, деформационное, дисперсионное. Приведены расчетные формулы, доказывающие степень упрочнения сталей.

Ключевые слова: кремниймарганцовистая сталь, модификатор, расплав, деформация, структура, свойства.

Введение

Одним из важнейших направлений развития ракетно-космической техники является разработка новых и усовершенствование существующих конструкционных материалов с повышенным уровнем механических и эксплуатационных свойств. Для изготовления трубопроводов, платформ для запуска ракетно-космических аппаратов применяются низколегированные коррозионностойкие конструкционные стали [1-3]. Одной из проблем повышения качества сталей этого класса является уменьшение влияния ликвации, формируемой при кристаллизации, на свойства готовых изделий. Трудность проблемы состоит не только в уменьшении количества вредных примесей, но и в разработке научных положений получения высокой стабильности состава, структуры и свойств литьих и деформированных заготовок для повышения их конкурентоспособности на мировом рынке [4].

Перспективным направлением улучшения качества и свойств конструкционных сталей является модификация, заключающееся в обработке расплавов различными модифицирующими добавками, в том числе содержащими промышленные отходы титана, алюминия и других компонентов [6].

В настоящее время к кремниймарганцовистым сталям предъявляются высокие

требования по конструктивной прочности и технологичности. Эти требования бывают достаточно противоречивыми, поэтому изучение сталей ответственного назначения является актуальной задачей.

Постановка задачи

Задача работы – повышение уровня и стабильности механических свойств конструкционных сталей в литом, деформированном и термообработанном состоянии при обработке расплавов комплексными модификаторами.

Материалом исследования служили низколегированные кремниймарганцевые стали 16ГС, 17ГС и St.52.3, применяемые для газо-, нефтепроводов, а также трубопроводов и сварных конструкций ракетно-космической техники. Средний химический состав исследуемых Si-Mn-стали, % мас: С – 0,12...0,18; Si – 0,4...0,7; Mn – 0,9...1,2; Cr < 0,3; Ni < 0,3; S < 0,04; P < 0,03.

С целью улучшения структуры, повышения комплекса механических свойств заготовок, проведено модификация расплавов разработанными комплексными добавками, содержащими алюминиевую, стальную и титановую стружку [5]. Модификатор вводили в виде спрессованных брикетов. Модифицирующие добавки производили как рафинирующую, так и модифицирующее действие.

Результаты исследований и их обсуждение

При деформации литых заготовок сталей с ферритно-перлитной структурой происходит процесс дробления литой структуры и появление волокнистости. Величину деформации оценивали коэффициентом укова: $\lambda = F_0 / F_k = H / h$, где F_0 и F_k – площади поперечного сечения до и после ковки; H и h – начальная и конечная высота заготовки. При нескольких операциях ковки общий коэффициент укова составлял: $\lambda_{\Sigma} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_n$. Для устранения литой структуры коэффициент укова должен быть больше 2...10. Известны основные направления изменения микроструктуры, приводящие к повышению прочности стали. В наиболее общем виде они описаны в работах [7-9]. Установлено, что при модифицировании конструкционных кремниймарганцовистых сталей и последующей горячей деформации имеют место следующие виды упрочнения:

Твердорастворное упрочнение за счет растворения легирующих элементов марганца и кремния в феррите. Упрочнение может быть просуммировано по уравнению:

$$\sum \sigma_{\text{тв.р.}} = \sum_{i=1}^n K_i \cdot C_i, \quad (1)$$

где K_i – коэффициент упрочнения феррита; C_i – концентрация элемента в феррите.

Зеренное упрочнение в результате измельчения первичного зерна δ -феррита и зерна аустенита за счет образования новых центров кристаллизации на основе дисперсных карбидных фаз. Упрочнение определяется размером зерна феррита:

$$\sigma_3 = K_y \cdot d^{-1/2}, \quad (2)$$

где K_y – коэффициент упрочнения; d – размер зерна феррита.

Структурное упрочнение за счет увеличения количества перлита, связанное с повышением

устойчивости переохлажденного аустенита за счет модифицирующих добавок (титана и алюминия).

Дисперсионное упрочнение ($\Delta\sigma_{\text{д.у.}}$) структурных составляющих за счет тугоплавких и дисперсных карбидов титана и алюминия, образовавшихся при обработке расплава модификатором. Этот вид упрочнения связан не только с упрочняющим эффектом самих частиц, но и взаимодействием их с дислокациями.

Упрочнение за счет дисперсных частиц $\Delta\sigma_{\text{д.у.}}$ в сталях подсчитывается по формуле:

$$\Delta\sigma_{\text{д.у.}} = \frac{\Phi G b}{2\pi(\lambda - 2r)}, \quad (3)$$

где r – радиус частицы;

λ – расстояние между центрами частиц;

Φ – коэффициент взаимодействия дислокаций с частицами ($\Phi = 1,25$);

G – модуль сдвига;

b – вектор Бюргерса.

Деформационное упрочнение ($\Delta\sigma_{\text{д.}}$) в результате повышения плотности дислокаций, которое определяется зависимостью:

$$\Delta\sigma_d = \alpha m G b \rho^{1/2}, \quad (4)$$

где α – коэффициент характера взаимодействия дислокаций при деформационном упрочнении;

m – ориентационный множитель ($m = 2,75$); $\alpha m = 0,5$;

G – модуль сдвига ($G_{\text{Fe}} = 84000$ МПа);

b – вектор Бюргерса железа ($b = 0,25$ нм);

ρ – плотность дислокаций.

Таким образом, совместное действие нескольких механизмов упрочнения можно определить, используя принцип Е. Орована по следующей формуле:

$$\sigma_t = \Delta\sigma_{\text{тв.р.}} + \Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_{\text{п.}} + \Delta\sigma_{\text{д.у.}} + \Delta\sigma_{\text{д.}}, \quad (5)$$

Исходя из полученных данных и оценивая вклад каждого механизма в предел текучести, можно определить суммарную величину предела текучести модифицированных сталей после горячей деформации (табл. 1).

Таблица 1

Характеристика предела текучести сталей после модифицирования и деформации

Виды упрочнения	Расчетная формула упрочнения	Доля упрочнения в пределе текучести, %	Компоненты, увеличивающие упрочнение
Твердорастворное, $\Delta\sigma_{\text{тв.р.}}$	$\Delta\sigma_{\text{тв.р.}} = \sum_{i=1}^n K_i \cdot C_i$	25...40	Mn, Si (в растворе)
Зеренное, $\Delta\sigma_3$	$\Delta\sigma_3 = K_y \cdot d^{-1/2}$	30...40	Ti, Al (в карбидах)
Структурное, $\Delta\sigma_{\text{п.}}$	$\Delta\sigma_{\text{п.}} = K_{\text{п.}} \cdot \Delta\Pi$	5...15	Ti, Al, Ca (в растворе)
Дисперсионное, $\Delta\sigma_{\text{д.у.}}$	$\Delta\sigma_{\text{д.у.}} = \frac{\Phi G b}{2\pi(\lambda - 2r)}$	20...25	Ti, Al, N (в нитридах)
Деформационное, $\Delta\sigma_{\text{д.}}$	$\Delta\sigma_{\text{д.}} = \alpha \cdot m \cdot G \cdot b \cdot \rho^{1/2}$	3...5	обжатие

Основными видами упрочнения ферритно-перлитных конструкционных сталей являются твердорастворное, зеренное и дисперсионное. При этом дисперсионное упрочнение вызывает упрочнение не только за счет собственного вклада, но и косвенного воздействия на зеренное упрочнение путем измельчения зерна.

Таким образом, из указанных механизмов упрочнения, действующих на исследуемые стали с различной микроструктурой, можно

выделить доминирующий механизм, определяющий эффективность эксплуатации металлических конструкций. В конструкционных сталях с ферритно-перлитной структурой – это механизм зернограничного и дисперсионного упрочнения, которые проявляются в значительной степени в сталях после модифицирующей обработки.

Результаты механических испытаний образцов исходных и модифицированных сталей марок 16ГС и 17ГС приведены в табл. 2.

Таблица 2
Влияние модификации и деформации на механические свойства конструкционных сталей

Марка стали	Состояние стали	Механические свойства				
		σ_b , МПа	σ_t , МПа	δ , %	ψ , %	КСУ, МДж/м ²
16ГС	Исходная	524	421	17,3	43,2	0,46
	Модифицированная	576	508	19,7	56,7	0,58
17ГС	Исходная	615	434	16,1	29,7	0,32
	Модифицированная	639	541	17,6	33,8	0,51

Из таблицы следует, что модифицированные стали после ковки имеют более высокий комплекс прочностных и пластических свойств: σ_b повышен на 10...21%; σ_t – на 20,7...33,8%; увеличен на 13,9...25,8%; – на 30%; повышение КСУ составило от 26...66%.

Заключение

Проведена обработка расплавов конструкционных Si-Mn-сталей комплексными модификаторами на основе промышленных отходов титана, алюминия, стали. В результате модификации повышен комплекс механических свойств Si-Mn-стали, прочностные характеристики увеличены в среднем на 20-33%, ударная вязкость на 26-66%, улучшены технологические свойства деформированных заготовок. Разработаны механизмы упрочнения Si-Mn-стали в результате модификации и горячей деформации: твердорастворное, зеренное, деформационное, дисперсионное. Приведены расчетные формулы, доказывающие степень упрочнения сталей.

Литература

1. Горынин И. В. Проблемы выбора материалов и технологии сварки при строительстве ледостойких платформ [Текст] : монография / И. В. Горынин, Л. В. Грищенко, В. А. Легостаев. – М. : Машиностроение. – 1977. – С. 120-134.

2. Патон Б. Е. Современные направления повышения прочности и ресурса сварных конструкций [Текст] / Б. Е. Патон // Автоматическая сварка. – 2000. – №9. – С. 3-14.

3. Тимошенко В. И. Расчетно- методическое обеспечение наземной отработки жидкостной реактивной системы управления движением III ступени РКН «Циклон-4» [Текст] / В. И. Тимошенко, Ю. В. Кнышенко, В. М. Дуряченко // Тр. Космическая техника. Ракетное вооружение. – Д. : Днепропетровск. - 2015. – Вып.3. – С. 3-6.

4. Карабасов Ю. С. Сталь на рубеже столетий [Текст] : монография / под. ред. Ю. С. Карабасова. – М. : МИСИС. – 2001. – 664 с.

5. Декл. пат. 5321. Заявл. Украина, Комплексная добавка для обработки сталей [Текст] / О. М. Шаповалова, А. В. Шаповалов, А. В. Калинин. – ДНУ. – №2004010031; заявл. 09.11.2004; опубл. 10.05.2005, Бюл. №3. – 5 с.

6. Банных В. И. Машиностроение. Стали и чугуны [Текст] : Т.2. энциклопедия / В. И. Банных. – М. : Машиностроение. – 2001. – С. 186-193.

7. Владимиров В. И. Физическая теория пластичности и прочности [Текст] : монография / В. И. Владимиров. – Л. : ЛПИ. – 1985. – 172 с.

8. Мешков Ю. Я. Прочность как основа конструкционной надежности сталей и сплавов [Текст] / Ю. Я. Мешков // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. ПГАСА. – Вып. 80. – Днепропетровск, 2015. – С. 204-210.

9. Матросов Ю. И. Сталь для магистральных газопроводов [Текст] / Ю. И. Матросов, Д. А. Литвененко, С. А. Голваненко. – М. : Металлургия. – 1989. – 289 с.

Поступила в редакцию 12.05.2016

Т.В. Носова, О.В. Калінін. Зміцнення кремніймарганцовістих модифікованих сталей при гарячій деформації

Проведено обробку розплавів конструкційних Si-Mn-сталей комплексними модифікаторами на основі промислових відходів титану, алюмінію, сталі. Модифікатор вводимо у вигляді пресованих брикетів. Проведена гаряча деформація літих заготовок, отримані ковані заготовки сталей 16ГС, 17ГС і St.52.3. Досліджено структуру сталей в початковому стані і після модифікування. Досягнуто однорідність структури і подрібнення зерна модифікованих сталей. В результаті модифікування підвищено комплекс механічних властивостей Si-Mn-сталей, міцнісні характеристики збільшені в середньому на 20-33%, ударна в'язкість на 26-66%, поліпшені технологічні властивості деформованих заготовок. Розроблено механізми зміцнення Si-Mn-сталей в результаті модифікування і гарячої деформації: твердорозчинне, зеренне, деформаційне, дисперсійне. Наведено розрахункові формули, які доводять ступінь зміцнення сталей.

Ключові слова: кремніймарганцовіста сталь, модифікатор, розплав, деформація, структура, властивості.

T.V. Nosova, A.V. Kalinin. Hardening of silicomanganes modified steel during hot deformation

Spend the processing of melts structural Si-Mn-steel complex modifiers based on industrial waste of titanium, aluminum, steel. We are introducing a modifier in the compressed briquettes. Spend the hot deformation of the cast blanks, obtained forged billet steel 16GS, 17GS and St.52.3. The structure of the steel studied in the initial state and after the modification. Reached uniformity of structure and grain refinement modified steels. As a result of modifying the mechanical properties of the complex increased Si-Mn-steels, strength properties increased on average by 20-33%, the toughness at 26-66%, improved processing properties of the deformed blanks. Mechanisms for strengthening Si-Mn-steels as a result of the modification, and hot deformation: solid solution, grain deformation, dispersion. Results the formulas to prove the degree of hardening of steels.

Keywords: silicomanganes steel, modifier, melt, deformation, structure, properties.

УДК 629.786.085

**В.П. СОЛНЦЕВ¹, В.В. СКОРОХОД¹, Г.А. ФРОЛОВ¹, К.Н. ПЕТРАШ¹,
Т.А. СОЛНЦЕВА¹, А.М. ПОТАПОВ², И.А. ГУСАРОВА²**

¹ Институт проблем материаловедения им. И.И. Францевича НАН Украины,

² Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», Украина

РАЗРАБОТКА ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА НА ОСНОВЕ НИОБИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО- КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

Большая часть поверхности многоразовых космических систем типа «Шаттл» и «Буран» была защищена суперлегкой плиточной защитой из волокна на основе кварцевых волокон. Однако эти плитки имели низкие механические характеристики и часто разрушались под воздействием случайных механических ударов. В связи с этим был разработан новый жаростойкий дисперсно-упрочненный сплав на основе ниобия с пониженной плотностью (до 6000 кг/м³), который существенно легче металлических сплавов, применяемых в настоящее время для тепловой защиты многоразовых космических систем. Проведены механические испытания сплава на разрыв при температурах до 1200 °C. В процессе термоциклирования (нагрев до 1200 °C и охлаждение до комнатной температуры) показано, что разработанный сплав за 100 циклов по 20 минут дал уменьшение массы на 0,00074 г/см².

Ключевые слова: дисперсно-упрочненный сплав, ниобий, термоциклизование, термомеханика, жаростойкость, физико-механические характеристики.

Введение

Тепловая защита, которая использовалась на многоразовых космических системах (МКС) типа Спейс Шаттл и Буран изготавливается из углерод-углеродных материалов, и суперлегкой плитки из легкого армированного волокна на основе кварцевых нитей с удельным весом 110–250 кг/м³. Однако, эти плитки имели низкие механические и термоэрозионные характеристики и часто разрушались под воздействием твердых частиц и случайных механических ударов.

31-ая Европейская ежегодная конференция по композиционным материалам и конструкциям, предназначенным для гиперзвуковых теплозащитных систем (ТЗС), которая состоялась в январе 2007 года, предложила список материалов для решения этой задачи. Было показано, что использование металлических сплавов для тепловой защиты новых систем в европейских странах является перспективным направлением. Металлическая ТЗС обычно работает при температурах от 1100 до 1200 °C. Например, сплав РМ 1000 с высоким содержанием никеля и железо-хромовый сплав РМ 2000 с относительной плотностью ~8000 кг/м³, устойчивы к окислению при высоких температурах вплоть до 1100 °C и могут быть использованы для изготовления металлических ТЗС. Однако основными недостатками

существующих металлических ТПС является довольно большой вес, недостаточный ресурс и низкий уровень рабочих температур. Разработка новых материалов с более низким удельным весом, улучшенными механическими и термоэрозионными свойствами требует передовых научных подходов и технологий.

В этой работе предложена технология производства сплава на основе ниобия, который имеет удельный вес до 6000 кг/м³, и может работать в течение длительного времени при температуре до 1200 °C.

1. Постановка задачи

В работах [1, 2] впервые теоретически и экспериментально обнаружена одна из самых, казалось бы, простых автоколебательных реакций взаимодействия кислорода с металлами, которая вероятно является основой химической, а впоследствии и биологической эволюции. Именно в механизме этой реакции заложены различные эволюционные траектории, обуславливающие тот или иной конечный результат. Образуется ли плотная пленка оксида, защищающая материал от дальнейшего разрушения, или возникают термомеханические колебания, которые могут привести к его разрушению. Поэтому главной задачей исследований, включающих разработку моделей термохимического взаимодействия молекулярных

газов, экспериментального изучения процессов окисления, является установление механизмов образования плотной пленки оксидов.

Работа включает как теоретическое, так и экспериментальное изучение процессов окисления конкретных материалов на основе ниобия, влияния легирующих компонентов и ингредиентов на жаростойкость и формирования необходимых физико-механических и эксплуатационных свойств композиций. Кроме того, рассмотрены два важных технологических аспекта. Первый заключается во введении в нанодисперсном состоянии дисперсионупрочняющих добавок, например, оксида иттрия или лантана, что позволило увеличить высокотемпературную прочность при сохранении высокой технологической пластичности. Другой технологический аспект связан с разработкой методов реакционного спекания, позволяющего эффективно использовать влияние необратимых процессов реакционного взаимодействия на консолидацию порошкового материала [3], а также формирование структуры и новых свойств. Так при использовании такого метода в [4] получен материал на основе никрома, характеристики пластичности практически в два раза выше его аналога, полученного по традиционной металлургической технологии, а циклическая жаростойкость при температурах до 1200 °С более, чем на порядок.

В работах [3, 4] разработаны научные основы реакционного спекания порошковых композиций, в условиях высокоэнергетического выделения запасенной внутренней энергии компонентов порошковой смеси. Особым достоинством такой технологии является высокая скорость процесса [5] и полное стирание эффекта наследственности исходного порошкового объекта.

2. Материалы и методика исследований

Исходные смеси чистых компонентов готовились путем смешивания в эксцентриковом смесителе в течение 6 часов с шарами из стали ШХ15. Для разработки сплава на основе ниобия использовался ниобий порошковый электролитический дисперсностью меньше 63 мкм, титан натрий термический - меньше 10 мкм и распыленный алюминий - меньше 63 мкм. Для исключения неоднородности шихты при засыпке в пресс-форму вводилось 0,05 % глицерина. Образцы прессовали в стальной пресс-форме с двусторонним приложением нагрузки на прецизионном механическом прессе.

Характер спекания и поведение при окислении изучалось с применением непосредствен-

ного термического анализа. Для этого в образцы были установлены хромель-алюмелевые термопары, которые располагались вдоль с шагом 4 мм одна от другой (первая на расстоянии 2 мм от поверхности). Односторонний нагрев проводили на гелиоустановке. Регистрация изменения температуры реакционной системы осуществлялась с помощью быстродействующей компьютеризированной системы записи сигналов на основе аналогового цифрового преобразователя.

Гелиоустановка, представляет параболический концентратор лучистой энергии диаметром 2 м. Установка снабжена автоматической системой слежения за Солнцем, обеспечивающей постоянное значение теплового потока, подводимого к поверхности образца в течение всего эксперимента. Регулировка плотности теплового потока осуществлялась путем изменения угла открытия жалюзи и расстояния до фокуса концентратора (рис. 1). На этой установке также проводилось большинство исследований аблирующих теплозащитных материалов [6].

Значение теплового потока выбиралось в зависимости от необходимой скорости и температуры нагрева образцов и, как правило, не превышало 3000 кВт/м².

Изучение термокинетики реакционного взаимодействия с участием жидкой фазы проводилось также в трубчатой печи сопротивления при градиентном нагреве со стороны торца цилиндрических образцов диаметром 10 мм и длиной 12-15 мм при их продвижении в зону нагрева.

Инициирование проводилось в трубчатой печи сопротивления с заданной изотермической температурой, которая превышала или была близка к температуре плавления самой низкоплавкой эвтектики или перитектики.

3. Закономерности формования порошковых смесей на основе ниобия

На начальном этапе работы изучалось поведение при прессовании порошка ниобия и двойных смесей его с титаном, который является основным легирующим компонентом разрабатываемого материала.

Как оказалось, в силу высокой пластичности ниобия порошок его великолепно уплотняется (рис. 2). Максимальная относительная плотность прессовок составляет 92,5 %

При введении титана в интервале 30-45 % наблюдается снижение уплотняемости прессовок во всем диапазоне давлений прессования. Формуемость смесей ограничивается нижней границей давления прессования 200 МПа. В области давлений прессования 500-700 МПа

наблюдается перегиб на кривых уплотнения, что связано, вероятно, с разрушением поверхностных пленок оксидов.

Этой склонностью обладают металлы VA группы Периодической системы — ванадий, ниобий и тантал.



Рис. 1. Гелиоустановка, на которой проводилось исследование термокинетики реакционного взаимодействия при получении сплава на основе ниобия: 1 — жалюзи; 2 — параболическое зеркало $\varnothing 2$ м

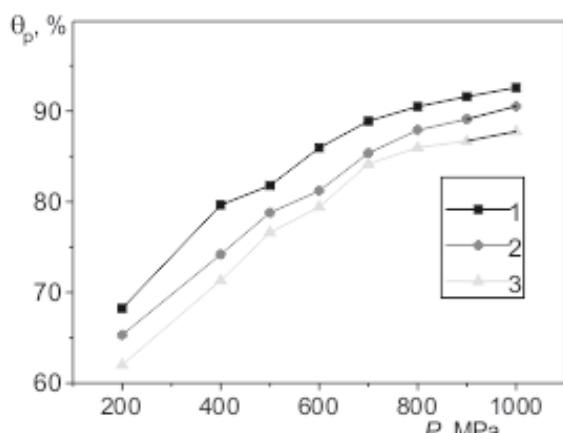


Рис. 2. Зависимость относительной плотности прессовок от давления прессования:
1 – Nb; 2 – Nb+30%Ti; 3 – Nb- 45% Ti.
Здесь θ_p – относительная плотность после прессования;
P – давление прессования

Необходимость детального изучения влияния отдельных компонентов разрабатываемого материала связана также с характером поведения прессовок из смесей при спекании. Не все компоненты активируют спекание, а, наоборот, наиболее часто наблюдается рост прессовок. Это вызвано тем, что при спекании происходит гомогенизация сплава и в результате унипольлярной диффузии может наблюдаться рост заготовок вследствие образования пор. Поэтому изучались закономерности уплотнения смесей предполагаемых составов разрабатываемого материала.

Так при изучении уплотняемости исходного состава сплава ниобия установлено, что частичная замена титана его аналогом цирконием приводит к росту плотности, во всем диапазоне давлений прессования начиная от границы

формуемости, что обусловлено большей пластичностью порошка циркония. Сопоставляя предыдущие данные по уплотняемости ниобия можно заключить, что добавки остальных компонентов в тех заданных количествах не влияют существенно на характер уплотнения, однако увеличивают величину давления, соответствующего нижней границы формуемости.

В пределах варьирования состава основных компонентов и содержания различных добавок не происходит существенного изменения уплотняемости смесей на основе ниобия. Это обусловлено высоким запасом пластичности порошка ниобия. Поэтому имеется достаточно большой интервал варьирования легирующих добавок при оптимизации состава материала. При этом следует отметить, что принципиальных отличий от общих закономерностей при формировании порошковых композиций на основе ниобия не наблюдается в рамках классических представлений, развитых в работах М.И. Балышина, И.Д. Радомысельского, М.Б. Штерна и других.

4. Закономерности процессов спекания порошковых композиций на основе ниобия

При помещении образцов в нагревую печь и инициировании реакционного взаимодействия и до его окончания, процесс спекания идет в неизотермическом режиме, при котором траектория изменения температуры определяется не только собственно внешним теплом, но и внутренним тепловыделением (рис.3).

Следует отметить, что на стадии самообострения реакционного взаимодействия наблюдается нелинейный характер изменения температуры, что подтверждает синергетическую природу реакционного взаимодействия.

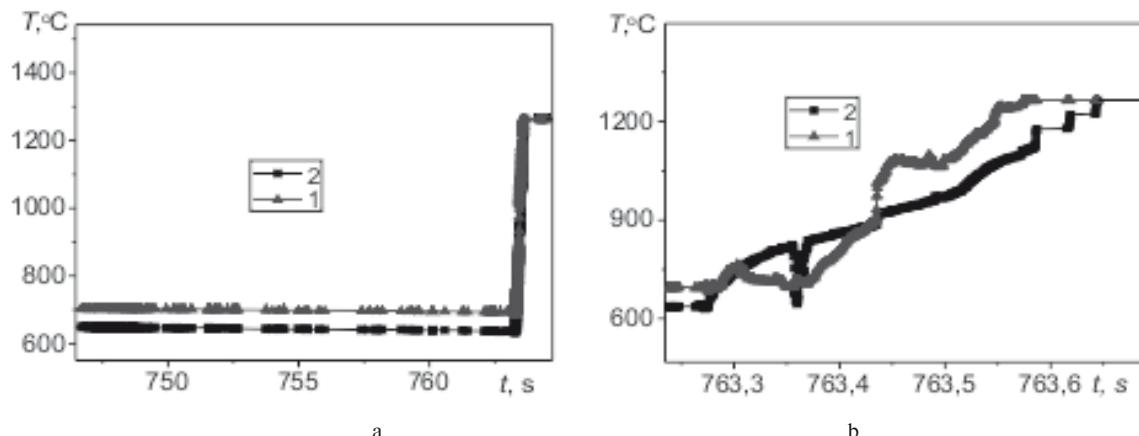


Рис. 3. Термокинетика реакционного взаимодействия в системе Nb-Al: а – общий вид, б – фрагмент показания термопар, установленных по длине образца: 1 – 2 мм, 2 – 6 мм

В соответствии с заданием плотность материала на основе ниобия должна составлять не более $6 \text{ г}/\text{см}^3$, что накладывает определенные ограничения на интервалы концентраций основных легирующих компонентов, ответственных за такие свойства как жаропрочность, жаростойкость, а также плотность конечного продукта. Собственно, для этого были построены зависимости теоретической плотности тройных сплавов от содержания основных легирующих компонентов сплава – титана и алюминия (рис. 4).

Представленные результаты позволяют определить диапазоны варьирования содержания титана и алюминия.

Именно при спекании формируется необходимый комплекс свойств порошкового функционального материала. Происходит диффузионная гомогенизация, образуются межчастичные контакты, формируется структура материала и прочие процессы. Исходя из состава сплава по основным легирующим компонентам, нельзя однозначно установить технологическое поведение при спекании. Ниобий с титаном образует непрерывный ряд твердых растворов.

Однако в связи с увеличением или уменьшением концентрации титана и соответственно гомологической температуры солидуса также изменяются параметры гетеродиффузии, что так или иначе будет влиять на характер объемных изменений бинарных сплавов. Действительно изучение закономерностей уплотнения при спекании свидетельствует, что с увеличением содержания титана в бинарном сплаве наблюдается увеличение усадки при малых плотностях заготовки.

Так при спекании сплава ниобия с 30 % титана усадка наблюдается только при малой относительной плотности прессовок, что обусловлено наличием достаточно развитой вну-

тренней поверхностью пористого тела. Однако с повышением плотности прессовок более 77,5% вследствие гетеродиффузии компонентов подавляется усадка и наблюдается рост образцов.

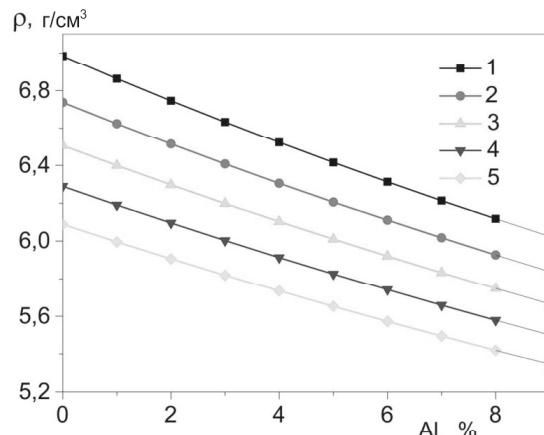


Рис. 4. Зависимость теоретической плотности сплавов ниобия от содержания титана и алюминия:
1 – 25% Ti; 2 – 30% Ti; 3 – 35% Ti; 4 – 40% Ti;
5 – 45% Ti. Здесь ρ – плотность; Al – содержание алюминия

Повышение содержания титана до 35 % способствует расширению области наблюдаемой усадки вплоть до образцов с пористостью 87,5 %. При дальнейшем повышении плотности сырых прессовок гетеродиффузия компонентов снова начинает подавлять усадку, что опять-таки приводит к росту образцов. То есть, при данном содержании титана рост образцов возможен лишь при большой относительной плотности прессовок, которая достигается при давлениях прессования, близких к граничным возможностям стандартных пресс-форм, используемых в технологическом процессе получения материала.

Увеличение же содержания титана в сплаве до 45 % приводит к усадке во всем диапазоне относительных плотностей сырых прессовок,

получаемых при данном технологическом процессе. Также следует отметить, что увеличение содержания титана в сплаве приводит не только к качественному изменению процесса роста на процесс усадки, но и значительно увеличивает усадку количественно. Так, при увеличении содержания титана с 30 до 45 % максимальная наблюдаемая усадка изменяется от 4,7 до 18%. Таким образом, прослеживается четкая зависимость между количеством титана в сплаве и величиной усадки.

Алюминий для данной системы является реакционным компонентом, поскольку как в системе титан-алюминий, так и в системе ниобий-алюминий имеются несколько промежуточных фаз. При спекании могут включаться принципиально новые механизмы массопереноса. Как это было показано [3], процесс реакционного взаимодействия начинается с плавления наиболее легкоплавкого компонента, в данном случае алюминия. Естественно, скорость растворения тугоплавких компонентов в жидким расплаве значительно превышает ее при растворении твердых компонентов в тугоплавкой основе. Поэтому введение алюминия приводит к резкому увеличению роста прессовок и соответственно пористости образцов. В связи с этим возникают проблемы повышения плотности заготовок. Поскольку для дополнительного уплотнения необходима уже другая прессформа с большими размерами, чтобы можно было вставить образец. Кроме того, вследствие реакционной диффузии происходит ускоренная гомогенизация и соответственно

происходит упрочнение материала, поэтому уже необходимо использовать для повторного прессования значительно большие давления, а в случае с данным сплавом за пределом прочности стальных пресс-форм.

Вследствие установления механизма роста при реакционном спекании был разработан новый метод активации спекания [7]. При реакционном спекании в реакционной жидкости генерируется большое количество мелких пор, которые быстро коагулируют в большие каверны, не устранимые при спекании. В реакционной жидкости возникает большое количество локальных потоков, которые способствуют коагуляции мелких пор. Введение наноразмерных порошков инертной добавки, например, фторидов или оксидов при определенном соотношении приводит к рассеканию и торможению образования каверн. Рост наблюдается на начальной стадии, когда образуются мелкие поры. Затем они эффективно участвуют в активации спекания композиции. Таким образом, было найдено соответствующее отношение количества инертной добавки оксида иттрия и реакционного компонента, что привело к уплотнению всей композиции (рис. 5).

В данном случае процесс уплотнения практически не отличается от характера спекания однокомпонентных металлических порошков, т. е. соответствует закономерностям, свойственным феноменологической модели спекания [7]. Для нее характерно увеличение величины усадки от пористости заготовок или уменьшение их относительной плотности.

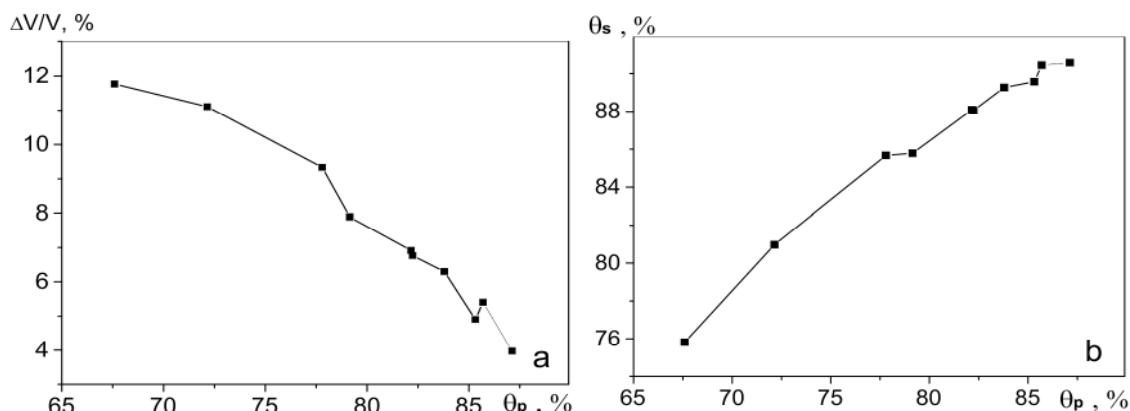


Рис. 5. Зависимость усадки образцов (а) и их относительной плотности (б) при температуре спекания 1325 °C от относительной плотности прессовок композиции на основе ниобия с 37% Ti, содержащего алюминий и оксид иттрия. Здесь $\Delta V/V$ – усадка образцов; θ_s – относительная плотность сырых прессовок

От величины относительной плотности зависит и величина потерь массы, связанная с выделением адсорбированных газов кислорода, азота углекислого газа и воды. Все они относятся к примесям внедрения, которые по-

нижают пластичность металлов VA группы и их сплавов. Действительно изучение зависимости потерь массы при спекании показало существенное их содержание. Так при относительной плотности прессовок около 67 % потеря

составляют немногим более 1 %, в то время как при относительной плотности более 70 % они уже около 2 %. Это значит, что большая часть примесей внедрения остается в составе материала.

При выборе оптимальной технологии необходимо знать не только о величине усадки, но и о значении относительной плотности, которая достигается при заданных параметрах технологического процесса. Так наличие пористости менее 90 % предполагает существование открытой пористости, а это значит при последующей горячей прокатке необходимо применение защитных сред во избежание внутреннего окисления. Это значительно удешевляет технологию. На примере разрабатываемого сплава данного состава видно, что несмотря на большую усадку при малых плотностях прессовки, максимальная требуемая плотность достигается только в области больших плотностей прессовки. Это достигается применением максимальных усилий формования, а это выдвигает особые требования к материалам стальных пресс-форм, применяемых при холодном формировании заготовок материала. Наиболее целесообразно использование уже не просто углеродистых сталей типа У8, а, по крайней мере, легированных инструментальных сталей типа ХВГ. Срок их службы будет значительно выше.

Рентгенофазовый анализ спеченного сплава на основе ниобия при разных температурах показал достаточно хорошую гомогенизацию сплава [5]. Однако при таком составе сплав попадает в двухфазную область, и наблюдаются линии интерметаллидов. Не исключено, что в процессе реакционного взаимодействия образуются устойчивые структуры интерметаллидов, окруженные оксидами титана, как это наблюдается на рентгенограмме (рис. 6).

Действительно, видны рефлексы низших оксидов титана, в частности Ti_3O . Повышение температуры спекания до 1375 °С приводит к исчезновению интерметаллидов титана, однако, оксид титана Ti_3O сохраняется. Следует обратить внимание на уширение линий интерметаллидов, что связано с неравновесным характером их образования. Вероятно, они являются первичным продуктом реакционного спекания, т. е. синтезируются в начальный период экзотермической реакции, инициированной контактным плавлением алюминия в порошковой смеси.

Анализируя изломы и характер разрушения такого состава материала можно сделать заключение, что сплав весьма хрупок и имеет невысокую пластичность.

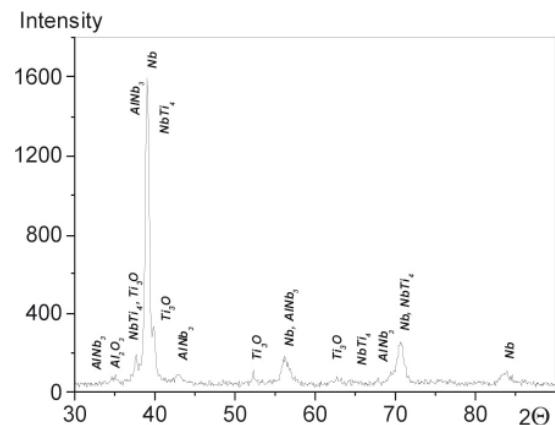


Рис.6. Рентгенограммы фазового состава сплава на основе ниобия, спеченного при 1375 °C в течение часа

Учитывая эти обстоятельства, был разработан новый материал на основе ниобия с большим содержанием титана. Исследование уплотняемости смеси при холодном формировании показало, что увеличение содержания титана приводит к снижению плотности прессовок. В тоже время изучение процесса спекания этой композиции показало, что при увеличении концентрации титана всего лишь на 8 % происходит существенное увеличение усадки. Величина усадки растет практически в два раза во всем диапазоне изменения относительной плотности прессовок. Однократным спеканием достигается необходимая плотность заготовок более 90 %. Поэтому уже нет необходимости вводить операцию допрессовки заготовок.

Увеличение содержание титана приводит к повышению пластичности материала, что позволяет увеличить объемную долю инертной дисперсно-упрочняющей добавки оксида иттрия и тем самым увеличить жаропрочность сплава.

5. Исследование жаростойкости и физико-механических свойств материала

Исследована циклическая жаростойкость ниобиевых сплавов плотностью 5,788 г/см³ и 5,558 г/см³. Эксперименты проводились на цилиндрических образцах диаметром 1,994; 0,992 и высотой 0,294; 0,481 см для сплавов ниobia плотностью 5,788 г/см³ и 5,558 г/см³, соответственно. На протяжении исследования было проведено 100 двадцатиминутных циклов окисления образцов в электрической печи при температуре 1200 °C.

После каждого 20-минутного цикла проводилось взвешивание остывших до комнатной температуры образцов на аналитических электронных весах с точностью до одной десятитысячной грамма. Сплав с меньшим содержанием титана менее жаростоек (рис. 7), чем сплав, содержащий 45 % Ti.

Результаты экспериментов показали, что при первых нескольких циклах окисления наблюдается небольшой привес, который не превышает 1 % для ниобия плотностью 5,788 г/см³ и 0,3 % для ниобия плотностью 5,558 г/см³ за первый цикл и значительно уменьшается с каждым последующим циклом. Привес напрямую связан с образованием стойкой оксидной пленки на поверхности материала. Начиная с 6 цикла для

более плотного сплава на основе ниобия и с 17 цикла для менее плотного, наблюдается незначительная потеря веса образцов, что можно объяснить незначительным отшелушиванием части оксидной пленки, которое практически равномерно продолжается вплоть до 100-го цикла окисления (рис. 7).

Изучение термокинетики процесса окисления свидетельствует, что сплав с меньшим

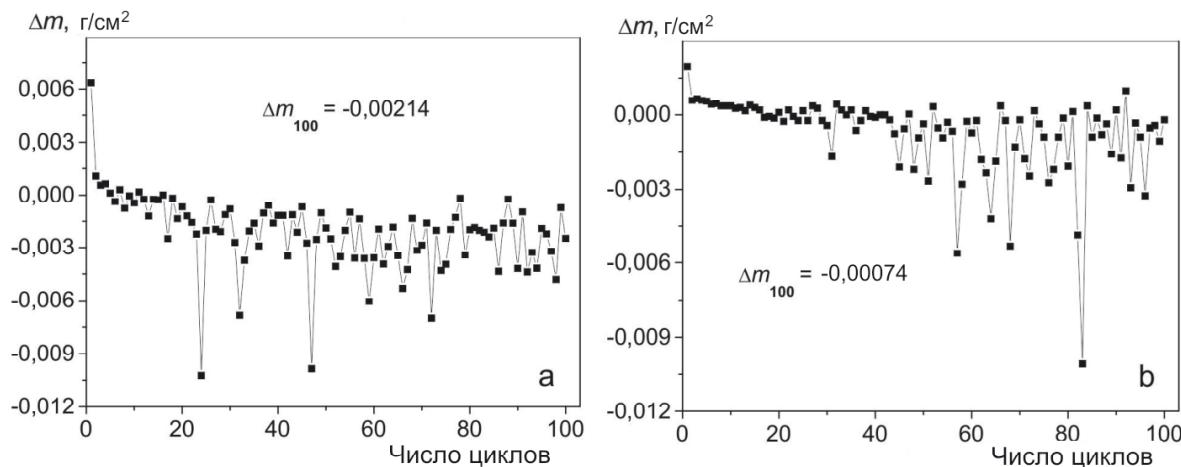


Рис. 7. Циклическая жаростойкость при температуре 1200 °С дисперсно-упрочненных ниобиевых сплавов с плотностью = 5,788 г/см³ (а) и = 5,558 г/см³ (б), разработанных с применением реакционного спекания

содержанием титана окисляется в условиях больших термокинетических колебаниях, чем композиция на основе ниобия оптимального состава, что, собственно, и подтверждает гипотезу о важной роли динамики

окисления [8] на формировании жаростойкой композиции и выбора его оптимального состава (рис. 8).

В таблице приведены физико-механические свойства разработанного сплава на основе нио-

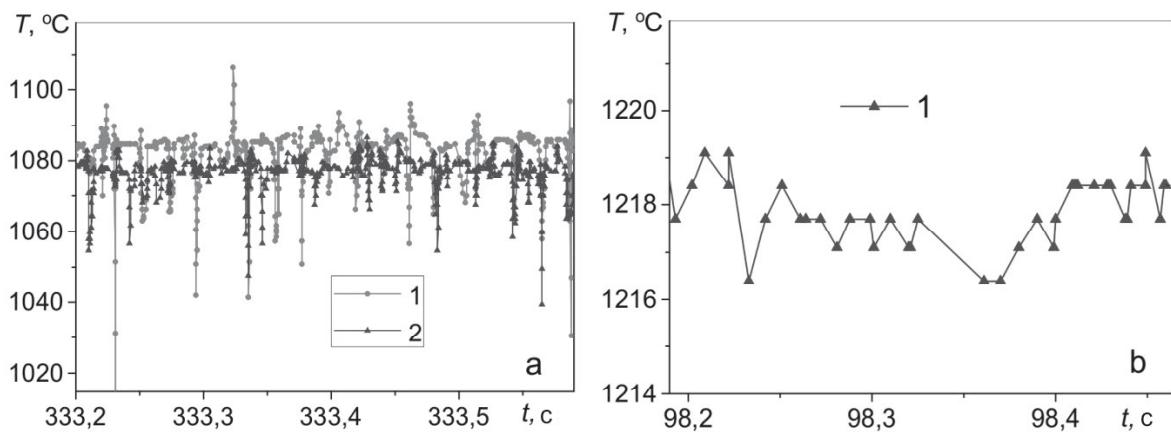


Рис. 8. Термокинетика окисления ниобиевых материалов: а – 37 % Ti, б – 45 % Ti; 1 и 2 – показания термопар, установленных на поверхности и в глубине от нее на 2 мм, соответственно

бия. Материал испытывался после спекания при относительной плотности 92,5 %.

Результаты испытаний свидетельствуют о достаточно высоких характеристиках материа-

ла, способного работать в требуемых условиях без защитных покрытий. Он может применяться для металлической тепловой защиты многоразовых космических аппаратов.

Таблица

Физико-механические свойства сплава на основе ниобия оптимального состава

Плотность, ρ	г/см ³	5,558
Прочность на разрыв, σ_b^{20*}	МПа	900-1000
Прочность на разрыв, σ_b^{1100*}	МПа	80-110
Удлинение при 20 °C, %	%	18-25
Прочность на разрыв, σ_b^{1200*}	МПа	55-60

* — значение температуры в °C

Заключение

Разработан новый жаростойкий дисперсно-упрочненный сплав на основе ниобия с повышенной плотностью 5,558 г/см³, который существенно легче металлических сплавов, применяемых для тепловой защиты многоразовых МКС.

Реализована технология реакционного спекания материала на основе ниобия.

Исследована жаростойкость сплава. Установлено, что материал пригоден для работы в условиях циклического воздействия температуры до 1200 °C, так как выдержал 100 циклов нагрева и охлаждения до комнатных температур. За весь период испытаний материал потерял 11 % массы.

Литература

1. Математическое моделирование сильно неравновесных топохимических реакций в порошковых системах [Текст] / В. П. Солнцев, В. В. Скороход, В. Л. Баранов [и др.] // Порошковая металлургия. 2001. №5/6. С. 203-207.

2. Солнцев В. П. Модель автоколебательной топохимической реакции в открытой системе металл - двухатомный газ [Текст] / В. П. Солнцев, В. В. Скороход, В. Л. Баранов // Доповіді НАН України. 2001. №12. С. 8387.

В.П. Солнцев, В.В. Скороход, Г.А. Фролов, К.М. Петраш, Т.А. Солнцева, А.М. Потапов, И.А. Гусарова. Розробка жароміцького сплаву на основі ніобію для теплового захисту виробів ракетно-космічної техніки

Велика частина поверхні багаторазових космічних систем типу «Шаттл» і «Буран» була захищена суперлегким плитковим захистом з волокна на основі кварцових волокон. Однак ці плитки мали низькі механічні характеристики і часто руйнувалися під впливом випадкових механічних ударів. В зв'язку з цим було розроблено новий жаростійкий дисперсно-зміцнений сплав на основі ніобію зі зниженою щільністю (до 6000 кг/м³), який істотно легше металевих сплавів, що на цей час застосовуються для теплового захисту багаторазових космічних систем. Проведено механічні випробування сплаву на розрив при температурах до 1200 °C. В процесі термоциклиування (нагрів до 1200 °C і охолодження до кімнатної температури) показано, що розроблений сплав за 100 циклів по 20 хвилин дав зменшення маси 0,00074 г/см².

Ключові слова: дисперсно-зміцнений сплав, ніобій, термоциклиування, термокінетика, жаростійкість, фізико-механічні характеристики.

3. Солнцев В. П. Коллективные процессы при реакционном спекании с участием жидкой фазы / В. П. Солнцев, В. В. Скороход, Т. А. Солнцева // Порошковая металлургия. 2010. №3/4. С. 2229.

4. Солнцев В. П. Физико-химические основы формирования диссипативных структур при реакционном спекании и сухом трении материалов, содержащих селениды переходных металлов [Текст] : автореф. дисс д-ра техн. наук / В. П. Солнцев ; Институт проблем материаловедения им. И. Н. Францевича НАН Украины. — К., 2013. — 44 с.

5. Термокинетика начальной стадии контактного плавления в перитектических системах с химическим соединением [Текст] / В. П. Солнцев, В. В. Скороход, К. М. Петраш [и др.] // Современные проблемы физического материаловедения. 2013. № 22. С. 181-185.

6. Полежаев Ю. В. Тепловое разрушение материалов [Текст] / Ю. В. Полежаев, Г. А. Фролов; под ред. академика НАН Украины В. В. Скорохода. 2006. К. : Академперіодика. 354 с.

7. Solntsev V. P. Features of Reacting sintering of compositions containing refractory inert components [Text] / V. P. Solntsev, V. V. Skorokhod, T. A. Solntseva // Материаловедение тугоплавких соединений : сб. наук. тр. IV Междунар. конф. К.: НАНУ, 2014 – С. 37.

8. Математичне моделювання процесу окиснення та розкладу заліза в умовах термічної нестійкості оксиду FeO [Текст] / В. П. Солнцев, В. В. Скороход, В. С. Маслікевич [та ін.] // Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении : зб. наук. пр. Інститута проблем материаловедення ім. І. Н. Францевича НАН України. – К., 2015. – Вип. 17. С. 37-40.

Поступила в редакцию 17.05.2016

**V.P. Solntsev, V.V. Skorokhod, G.A. Frolov, K.N. Petrash, T.A. Solntseva,
A.M. Potapov, I.A. Gusarova. Development of the hot-strength alloy based niobium for
thermal protection of rocket and space technology products**

Most of the surface of the reusable space systems of the type "Shuttle" and "Buran" was protected super light tiled protection of the fiber based on silica fibers. However, these tiles have low mechanical properties and are often destroyed by accidental mechanical shock. In this regard, the new heat-dispersion-strengthened alloy of niobium-based with low density (up to 6000 kg/m³), which is significantly lighter than metal alloys currently used for thermal protection of reusable space systems. Conducted alloy tensile test at temperatures up to 1200 °C. During thermocycling (heating to 1200 °C and cooling to room temperature), it is shown that the alloy developed for 100 cycles of 20 minutes gave a weight gain of 0.00074 g/cm².

Key words: dispersion-strengthened alloy, niobium, thermocycling, thermokinetics, heat resistance, physical and mechanical properties.

М. Ю. ТИТОВ, А. В. ЛОЯН, Н. Б. ЧУПРЫНА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ЛОКАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАЗМЫ В РАЗРЯДНОМ КАНАЛЕ СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В работе представлены результаты измерений локальных параметров плазмы в газоразрядном канале стационарного плазменного двигателя типа М70. Представлено описание области измерений; на примере записанной осциллограммы плавающего потенциала зонда объяснена логика сканирования области измерений. С помощью эмиссионного зонда измерены распределения плавающего потенциала зонда, потенциала плазмы, плотности ионного тока. В предположении максвелловского распределения электронов сделаны расчеты электронной температуры и концентрации заряженных частиц в канале двигателя. Представленные результаты имеют хорошее пространственное распределение.

Ключевые слова: плазменный двигатель, параметры плазмы, эмиссионный зонд.

Введение

Стационарный плазменный двигатель (СПД) – электрореактивный двигатель, в котором тяга создается потоком ионов, образованных и ускоренных в скрещенном электрическом и магнитном полях. Качество работы двигателя определяется эффективностью организации процессов ионизации и ускорения рабочего тела. Эти процессы имеют сложный характер и определяются многими факторами [1].

Несмотря на 50-летний опыт исследования и разработки СПД, до сих пор есть проблемы в полном понимании физических процессов и влиянии на них различных факторов [2]. Кроме того, сейчас предъявляются новые требования к СПД, и, соответственно, открываются новые области для исследований, которые ранее не рассматривались и не изучались [3]. Необходимо отметить, что большая часть исследований СПД была проведена в 70 – 80-х гг. С тех пор, наряду с бурным развитием науки и техники, повысилась точность измерительного и диагностического оборудования, усовершенствовались автоматизированные измерительно-вычислительные комплексы. Таким образом, даже повтор исследований должен повысить качество исследований, открыть новые особенности протекания физических процессов.

Наиболее информативным с точки зрения анализа протекающих в двигателе физических процессов является исследование локальных параметров плазмы в газоразрядной камере (ГРК) двигателя. Подобные исследования дают богатый материал для анализа физических процессов и поиска путей их оптимизации.

Первые исследования параметров плазмы датируются началом 70-х годов [4] и, что необ-

ходимо отметить, продолжаются до сих пор [5]. Однако систематизация результатов, полученных различными авторами, является сложной задачей. Это можно объяснить следующими причинами:

– основные сведения периода СССР были получены на лабораторных макетах СПД, конструкция которых существенно отличается от современных двигателей. Так, например, в работе [6] исследовался двигатель без магнитных экранов, установка которых, как впоследствии было обнаружено, приводит к улучшению характеристик двигателя. Поэтому практически все современные двигатели комплектуются магнитными экранами;

– полная информация о конструкции исследуемых двигателей не раскрывается с целью защиты коммерческой тайны, поэтому учет влияния «скрытых» факторов не представляется возможным. Часто, в публикуемых по данной тематике работах, не приводится информация о магнитном поле в ГРК, о материале стенок ГРК. При этом известно, что они в значительной степени определяют процессы в двигателе.

– нередко результаты исследований являются «нефизическими»; низкое пространственное разрешение измерений, а также их одномерность [5, 7], при явно двухмерном распределении параметров плазмы в ГРК двигателя, позволяет лишь качественно судить об изменениях в двигателе при изменении того или иного фактора;

– противоречия результатов полученных различными исследовательскими группами. Например, в [8] при использовании рабочего газа криптон вместо ксенон, было обнаружено

смещение зоны ионизации и ускорения в сторону среза ГРК, что противоречит результатам работы [9].

В связи с вышесказанным, актуальным является продолжение изучение физических процессов СПД с помощью исследования параметров плазмы в ГРК двигателя.

Авторами проводится серия экспериментальных работ по исследованию параметров плазмы в ГРК СПД зондовыми методами. В [10] приведено описание экспериментального стенда, оборудования, двигателя, механизма перемещения зондов, в [11] - конструкции зондов и методики измерения их характеристик. В данной публикации представлены первые результаты измерений параметров плазмы в ГРК СПД с помощью эмиссионных зондов.

1. Область измерений

Область измерений параметров плазмы в ГРК двигателя схематически показана на рис. 1. По ширине область ограничена наружной и внутренней стенками. Крайняя левая граница области (со стороны анода) определяется размерами наклонной части державки зонда [11], крайняя правая - приемлемым тепловым состоянием зонда, при котором не происходит его оплавления и разрушения.

Данные измерялись в 14 сечениях по ширине канала от R20 мм до R35. Ход зонда вдоль оси двигателя, для представленных в работе результатов, составляет 16 мм – [-13,7; +2,3] мм относительно среза ГРК.



Рис. 1. Схема области измерений

2. Сканирование области

Измерения в ГРК проводились в режиме непрерывного сканирования. Процедура сканирования ГРК показана на примере записанной осциллограммы плавающего потенциала зонда (рис.2). После перемещения на i-ое сечение по ширине ГРК (I) зонд движется в направлении среза ГРК (интервал II – III) и возвращается обратно в направлении анода (III – IV); далее зонд перемещается на i+1 сечение по ширине

канала (V) и повторяет движение вдоль канала двигателя. В такой последовательности происходит сканирование всей ГРК.

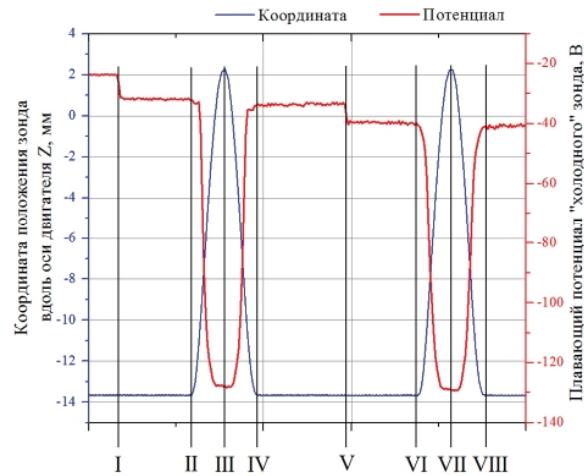


Рис. 2. Часть осциллограммы плавающего потенциала зонда в «холодном» состоянии

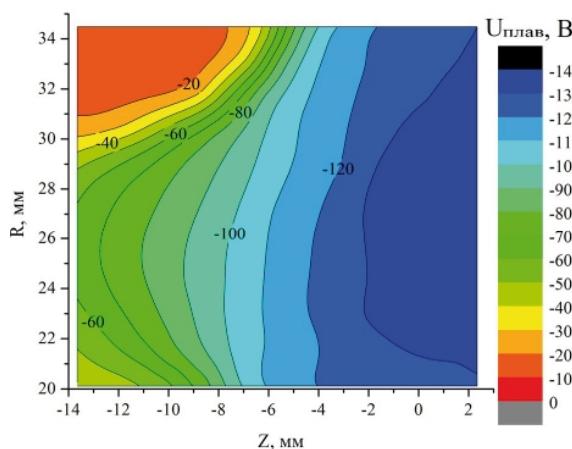
3. Результаты измерений

Измерения проводились на следующем режиме работы двигателя:

- расход газа через анод 1,3 мг/с;
- разрядное напряжение 150 В;
- разрядный ток 1,2 А;
- токи катушек выбраны из условия минимума разрядного тока.

Представление результатов измерений и расчетов параметров плазмы сделано в виде контурных графиков, построенных в пакете анализа численных данных OriginPro 8.5. Сглаживание данных выполнено встроенным средством - сплайном типа «плоская пластина» с параметром сглаживания 0,01.

На рис.3 приведено распределение плавающего потенциала эмиссионного зонда в «холодном» состоянии $U_{\text{плав}}$, на рис.4 – распределение потенциала плазмы $U_{\text{плазмы}}$ (плавающий потенциал зонда в «горячем» состоянии [12]).



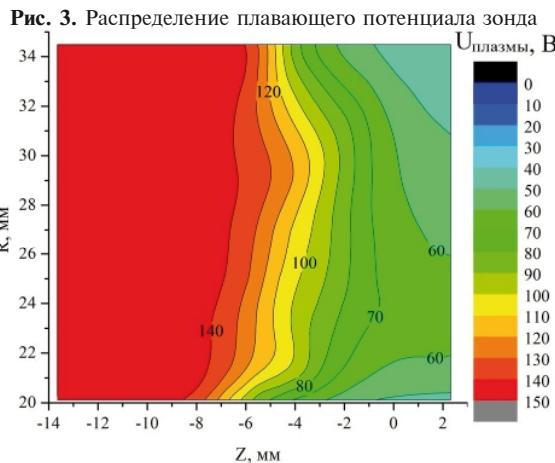


Рис. 4. Распределение потенциала плазмы (пересчитано по отношению к потенциальному катода)

На рис. 5. представлено распределение плотности ионного тока на зонд J_i .

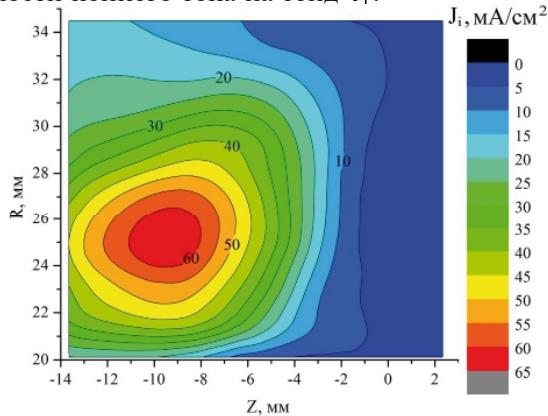


Рис. 5. Распределение плотности ионного тока

4. Результаты расчетов

4.1 Температура электронов

Расчет температуры электронов T_e сделан в предположении максвелловского распределения электронов по формуле связывающей потенциал плазмы и плавающий потенциал зонда [13]:

$$U_{\text{плав}} - U_{\text{плазмы}} = -\frac{k \cdot T_e}{e} \cdot \ln \left(\frac{\bar{e}}{\sqrt{4 \cdot \pi}} \cdot \sqrt{\frac{m_i}{m_e}} \right), \quad (1)$$

где k — постоянная Больцмана, Дж/К;

e — заряд электрона, Кл;

\bar{e} — число e ;

m_i — масса иона, кг;

m_e — масса электрона, кг.

Для ксеноновой плазмы, подставив известные значения, получим следующее выражение:

$$T_e = \frac{U_{\text{плазмы}} - U_{\text{плав}}}{5,93}. \quad (2)$$

Распределение T_e представлено на рис.6.

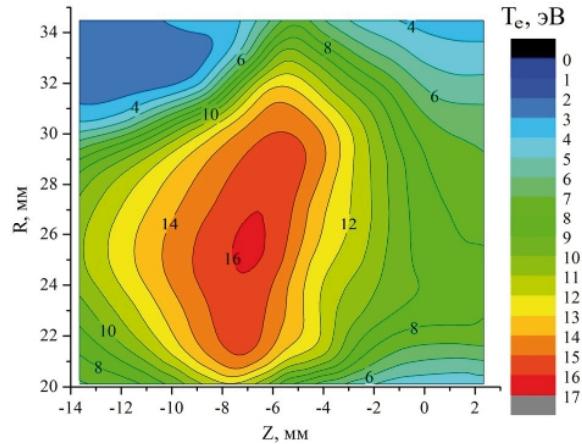


Рис. 6. Распределение температуры электронов

4.2 Концентрация заряженных частиц

Расчет концентрации заряженных частиц осуществлялся по измеренной плотности ионного тока на зонд в Бомовском приближении [14]:

$$n_i = \frac{J_i}{a \cdot e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot T_e}{m_i}}}, \quad (3)$$

где J_i — плотность ионного тока на зонд, A/m^2 ;
 $a = 0,4$ — безразмерный параметр;

Рассчитанное распределение концентрации n_i представлено на рис.7.

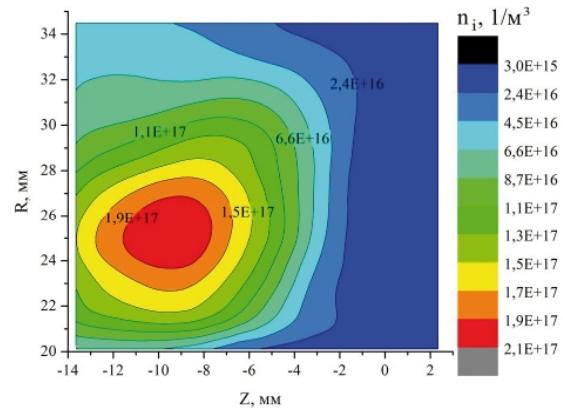


Рис. 7. Распределение концентрации электронов

Выводы и планы дальнейших работ

По приведенным результатам измерений и расчетов параметров плазмы можно сделать следующие выводы:

1. Примененный способ введения зонда со стороны анода позволяет получить каче-

ственные и количественные, с хорошим пространственным разрешением, распределения параметров плазмы;

2. Распределение параметров плазмы в ГРК имеет явно двухмерный вид. Наблюдается наличие области с максимальными значениями

T_e и n_i .

В дальнейшем планируется исследование влияния различных параметров (разрядное напряжение, расход газа, магнитного поля) на распределение параметров плазмы в канале двигателя.

Литература

1. Ким В. П. Конструктивные признаки и особенности рабочих процессов в современных стационарных плазменных двигателях Морозова [Текст] / В. П. Ким // Журнал технической физики. – 2015. – Т. 85, № 3. – С. 45–59.

2. Архипов А. С. Стационарные плазменные двигатели Морозова [Текст] / А. С. Архипов, В.П. Ким, Е. К. Сидоренко. - М. : МАИ, 2012. - 290 с.

3. Ким В. П. Стационарные плазменные двигатели в России : проблемы и перспективы [Электронный ресурс] / В. П. Ким. – М.: МАИ – 2013. – № 60. – С. 1–12. Режим доступа : <https://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=35374>. – 1.04.2016 г.

4. Экспериментальное исследование плазменного ускорителя с замкнутым дрейфом электронов и протяженной зоной ускорения [Текст] / А. И. Морозов, Ю. В. Есипчук, Г. И. Тилинин [и др.] / Журнал технической физики. – 1972. – Т. 42, № 1. – С. 54–63.

5. Shastry R. Experimental Investigation of the Near-Wall Region in the NASA HiVHAc EDU2 Hall Thruster [Электронный ресурс] // R. Shastry, H. Kamhawi, W. Huang, T. W. Haag // 34th IEPC. – 2015. – IEPC-2015-246. – С. 1-11, Режим доступа : <http://erps.spacegrant.org/uploads/images/2015Presentations/IEPC-2015-246ISTS-2015-b-246.pdf>. – 1.04.2016 г.

6. Бишаев А. М. Исследование локальных параметров плазмы в ускорителе с замкнутым дрейфом электронов и протяженной зоной ускорения [Текст] / А.М. Бишаев, В. Ким / Журнал технической физики. – 1978. – Т. 48, № 9. – С. 1853–1857.

7. Shastry R. Experimental Characterization of the Near-Wall Plasma in a 6-kW Hall Thruster and Comparison to Simulation [Text] / R. Shastry, A. D. Gallimore, R. R. Hofer // 47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. – 2011. – AIAA 2011-5589. - С. 1-22.

8. Yim J. T. Computational Modeling of Hall Thruster Channel Wall Erosion [Электронный ресурс] : diss. doctor of philosophy : защищена 2008 / John Tamin Yim. - The University of Michigan, USA. – 160 с. Режим доступа : <http://www.ngpdlab.engineering.umich.edu/files/papers/Yim.pdf>. – 1.04.2016 г.

9 Local plasma parameter measurements by nearwall probes inside the SPT accelerating channel under thruster operation with Kr [Электронный ресурс] / Kim, D. Grdlichko, V. Kozlov [at all] // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. – 2002. – AIAA 2002-4108. С. 1-5. Режим доступа : <http://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2002-4108>. – 1.04.2016 г.

10. Титов М. Ю. Экспериментальный стенд и оборудование для исследования параметров плазмы в канале стационарного плазменного двигателя [Текст] / М. Ю. Титов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7(124). - С. 121-125.

11. Титов М. Ю. Измерение зондовых характеристик в разрядном канале стационарного плазменного двигателя [Текст] / М. Ю. Титов, А. В. Лоян // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 8(125). – С. 82-88.

12. A comparison of emissive probe techniques for electric potential measurements in a complex plasma [Электронный ресурс] // J. P. Sheehan, Y. Raitses, N. Hershkowitz [и др.] / Phys. Plasmas. – 2011. – 18, - 073501. С. 1-10. Режим доступа : <http://htx.pppl.gov/publication/Journal/Emissive%20probe.pdf>. – 1.04.2016.

13. Райзер Ю. П. Физика газового разряда [Текст] / Ю. П. Райзер. – М. : Наука, 1992. – 536 с.

14. Алексеев Б. В. Зондовый метод диагностики плазмы [Текст] / Б. В. Алексеев, В. А. Котельников. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 239 с.

Поступила в редакцию 12.06.2016

М.Ю. Титов, А.В. Лоян, Н.Б. Чуприна. Результати вимірювань локальних параметрів плазми в розрядному каналі стаціонарного плазмового двигуна

У роботі представлені результати вимірювань локальних параметрів плазми в газорозрядному каналі стаціонарного плазмового двигуна типу M70. Представлено опис області вимірювань; на прикладі записаної осцилограмми плаваючого потенціалу зонда пояснена логіка сканування області вимірювань. За допомогою емісійного зонда виміряні розподіли плаваючого потенціалу зонда, потенціалу плазми, інтенсивності іонного струму. У притущенні максвелівського розподілу електронів зроблені розрахунки електронної температури та концентрації заряджених частинок в каналі двигуна. Представлені результати мають гарне просторове розподіл.

Ключові слова: плазмовий двигун, параметри плазми, емісійний зонд.

M. Yu. Titov, A. V. Loyan, N. B. Chuprina. Measurements of local plasma parameters in the discharge channel of stationary plasma thruster

The paper presents results of measurements of the local plasma parameters in the gas discharge channel of the stationary plasma engine M70 type. The description of the measurement region is given; The description of the measurement region is given; explanation of scanning logic of measurements domain is done with help of recorded oscillogram of probe floating potential. Distributions of the floating potential, plasma potential and ion current density were measured using emissive probe. Assuming a Maxwellian electron distribution calculation of electron temperature and concentration of charged particles were done. The presented results have good spatial resolution.

Keywords: plasma engine, the plasma parameters, the emission probe.

УДК 533.9.07

А. Н. ХАУСТОВА, О.П. РЫБАЛОВ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»,
Украина*

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС МЕТОДА ОЭССК И МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ ИЗНОСА КРОМОК ИЗОЛЯТОРА СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В статье описано оборудование для проведения измерений относительной эрозии наружной и внутренней керамических вставок стационарного плазменного двигателя по отдельности. Представлена конструкция измерительного блока спектрального комплекса, состоящего из двух частей. Измерительная часть, включает малогабаритные спектрометры высокого разрешения, оптический кабель, коллиматор и систему защиты от напыления. Механическая часть - двухкоординатный механизм перемещения, который обеспечивает позиционирование измерительной части комплекса относительно каждого из изоляторов двигателя. Приведены результаты анализа химического состава покрытия на оптическое волокно. На основании результатов испытаний оборудования показано, что за счет проведенных доработок измерительной части удалось увеличить время «жизни» защитного кварцевого экрана оптического приемника. Описаны методики: юстировка оптического приемника относительно двигателя, измерение областей излучения изоляторов РК, а также последовательность проведения измерений методом ОЭССК.

Ключевые слова: стационарный плазменный двигатель, скорость эрозии, оптическая эмиссионная спектроскопия.

Введение

Совершенствование диагностических систем является одной из основополагающих развития техники и технологий. Поэтому, с каждым годом появляются новые методы и технологии диагностики и совершенствуются уже известные.

Одним из таких методов является метод оптической эмиссионной спектроскопии со сканированием плазмы через коллиматор (ОЭССК), разработанный в лаборатории ЭРД ХАИ. В отличие от ОЭС, метод ОЭССК предполагает установку коллиматора, который уменьшает угол раскрытия оптического волокна с $24,5^{\circ}$ до $5,9^{\circ}$. Это позволяет измерять спектр из узкой области излучения. Оптоволокно с коллиматором устанавливаются на механизм перемещения (МП) и проводится пошаговое сканирование излучения со всей поверхности изоляторов разрядного камеры (РК) [1-3], что позволяет провести дифференциальную диагностику спектра излучения наружной и внутренней стенок РК стационарного плазменного двигателя (СПД).

После первых пробных испытаний метода ОЭССК было отмечено постепенное снижение величины регистрируемого сигнала (интенсивностей линий) во времени. Это становится визуаль-

но заметно уже в течение первых 30 минут после начала эксперимента. Через 1,5 часа интенсивности линий ультрафиолетового диапазона падают на 40 % [1]. На основании полученных данных была выдвинута гипотеза о том, что происходит загрязнение оптического волокна продуктами распыления материалов конструкции двигателя и измерительного комплекса. Покрытие, осаждаемое на экран, имеет высокую адгезию. Пропускная способность защитного стекла восстанавливается только после механического удаления осажденного покрытия.

При проведении ресурсных испытаний, длительность одного этапа эксперимента составляет как минимум 100...200 часов. Измерение спектра проводится через каждые 10 часов работы двигателя. Для однократного сканирования каждого из изоляторов РК требуется 1,5 часа. Легко вычислить, что за 100 часов ресурсных испытаний спектральные измерения будут длиться 15 часов. При падении коэффициента чувствительности оптоволокна со скоростью 26,6 % в час, длительные спектральные измерения провести не удастся, так как во время работы двигателя нет возможности вскрыть вакуумную камеру и почистить или заменить оптоволокно. Следовательно, необходима доработка измерительного блока

оборудования метода ОЭССК таким образом, чтобы максимально увеличить время «жизни» защитного экрана, т.е. времени, за которое нанесенное покрытие загрязнений не вносило бы погрешностей в измерения.

Достичь увеличения длительности «жизни» защитного экрана возможно несколькими способами.

1. Установить подвижный защитный экран (по типу предложенной в СССР схемы «Феникс» для увеличения ресурса СПД). В этом методе при диагностике запыления защитного экрана, он передвигается на заранее известную линейную величину, при этом излучение попадает в оптический приемник уже через чистый участок экрана.

2. Ограничить время экспозиции защитного экрана только на время проведения измерений путем установки затвора.

3. Обеспечить химический состав загрязняющей поверхности таковым, чтобы его характеристики слабо или совсем не влияли на коэффициент пропускания, например, из того же материала, что и изготовлен защитный экран.

Все три рассмотренных метода были реализованы и описаны в настоящей статье.

1. Измерительный комплекс метода ОЭССК

Измерительный комплекс состоит из двух частей: измерительной и механической, рис. 1. Измерительная часть включает в себя: блок малогабаритных спектрометров высокого разрешения (1) со спектральным диапазоном 240...850 нм, которые посредством USB кабелей присоединены к компьютеру (2). Через адаптер (3) 4 оптических волокна собираются в один кабель и вводятся в вакуумную камеру (7). Внутрикамерный оптический кабель (8) присоединен к оптическому приемнику (ОП) (5), который включает в себя коллиматор и защитный кварцевый экран.

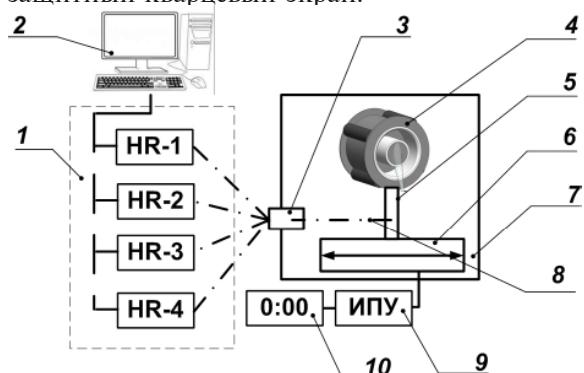


Рис.1. Схема измерительного комплекса метода ОЭССК: 1 – блок спектрометров HR; 2 – компьютер; 3 – адаптер; 4 – СПД; 5 – оптический приемник; 6 – механизм перемещения; 7 – вакуумная камера; 8 – внутрикамерный оптический кабель; 9 – источник питания и управления МП; 10 – индикатор МП

Механическая часть состоит из МП (6), который обеспечивает позиционирование ОП (5) относительно двигателя (4). Управление МП (6) осуществляется при помощи источника питания, и управления (9), позиция ОП отслеживается на индикаторе МП (10).

1.1 Измерительная часть комплекса

Как было указано выше, измерительная часть комплекса включает четыре малогабаритных спектрометра высокого разрешения [3]. В таблице 1 приведены характеристики каждого из спектрометров, которые подбирались исходя из следующих соображений.

1. Спектральные диапазоны выбирались из условия наличия в них линий качественного и количественного анализа, по которым производится оценка процессов в СПД.

2. Разрешающая способность спектрометров позволяет регистрировать контур интересуемой линии не менее чем по 10 пикселям.

3. Спектрометры УФ диапазона оснащены блоками температурной стабилизации, для поддержания температуры детектора в диапазоне 20...25 °C.

4. Для снижения поглощения интенсивностей линий УФ диапазона атмосферой воздуха, блок спектрометров дополнительно оснащен системой подачи азота.

Таблица 1
Технические характеристики блока спектрометров высокого разрешения

Характеристики	Имя спектрометра			
	HR-1, HR-2	HR-3	HR-4	
Диапазон, нм				
240...270	270...300	380...830	780...850	
Постоянная дифракционной решетки, штрихов/мм				
4200	4200	600	1800	
Разрешающая способность, нм				
0,025	0,025	0,2	0,07	
Блок температурной стабилизации				
+	+	-	-	

Программный интерфейс спектрометров показан на рисунке 2. Интерфейс содержит окно, на которое выводится зависимость длины волны от интенсивности и панель управления измерениями. Она содержит 4 закладки: I – команда включения/остановки спектрометра; II – время экспозиции (Exposure), мс.; III – задание процедуры осреднений (Average), а также количество усредняемых спектров (Scans); IV – команда измерения (Get background) и вычитания (Subtract background) темнового спектра.

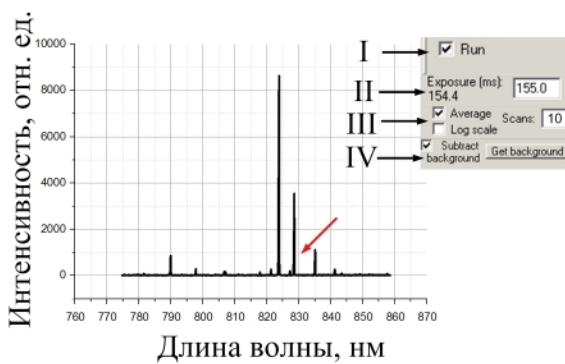


Рис. 2. Программный интерфейс спектрометров

Время экспозиции (II) для каждого из спектрометров подбирается в зависимости от величины интенсивности интересуемой линии отдельно для каждого эксперимента. Количество осреднений (III) определяется расчетным путем [5].

1.2 Механизм перемещения защитного экрана оптического кабеля

Как было указано выше, увеличение времени «жизни» подвижного защитного экрана оптического кабеля реализовано за счет реорганизации измерительной части спектрального комплекса [1]. Было предложено установить экран из кварцевого стекла КУ-1 между коллиматором и оптоволокном. В тот момент, когда коэффициент пропускания экрана начинает падать, он перемещается в «чистое» положение при помощи МП. Разработанная модель МП (в дальнейшем - маленький механизм перемещения (ММП)) показана на рисунке 3.

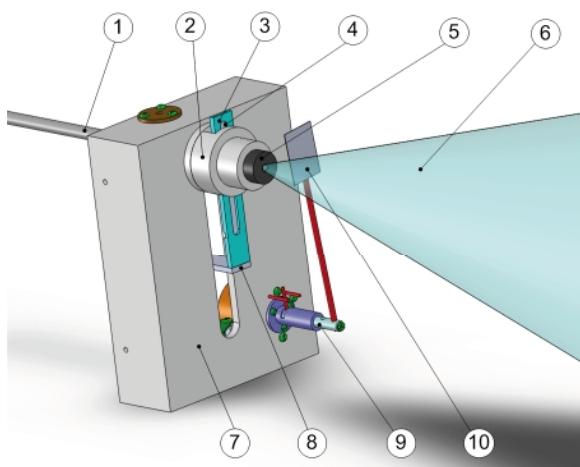


Рис. 3. Механизм перемещения защитного экрана оптического приемника:

- 1 – оптический кабель; 2 – кронштейн; 3 – опора;
- 4 – подвижный защитный экран; 5 – коллиматор;
- 6 – область приема излучения коллиматора;
- 7 – корпус; 8 – ползунок; 9 – поворотный механизм;
- 10 – шторка.

Оптический кабель 1 устанавливается в кронштейн 2, жестко закрепленный на корпусе механизма 7. Между ними находится опора 3 с защитным экраном 4. Оптический кабель 1, защитный экран 4 и коллиматор 5 составляют один блок, принимающий излучение. Вертикальное перемещение ползунка 8 обеспечивает ход защитного экрана 4 между оптическим кабелем 1 и коллиматором 5. Ход выбирался равным 2,5 мм, из того условия, чтобы при каждом перемещении защитный экран находился в «чистом» положении относительно оси оптического кабеля 1. Кронштейн 2 обеспечивает совпадение осей коллиматора 5 и оптического кабеля 1.

Для защиты ОП во время, когда измерения не проводятся, конструкция оснащена поворотным механизмом 9, со шторкой 10. При проведении измерений шторка 10 открывается, по окончанию измерений – закрывается. Для обеспечения электроизоляции, высокой износостойкости и твердости все детали механизма были защищены покрытием методом анодного оксидирования. Дополнительно все щели конструкции были закрыты алюминиевой фольгой, рис. 7. Для отслеживания текущего местоположения защитного экрана на ММП установлен датчик положения, сигнал с которого подается на экран блока питания, рис. 1 поз. 9. Управление шаговым двигателем ММП осуществляется при помощи блока питания на базе аппаратной платформы Arduino. Это позволяет легко управлять МП при помощи компьютера.

Был проведен анализ состава загрязнения защитного экрана. Как показано на рисунке 4, в его составе присутствует большое количество материалов элементов конструкции двигателя и ОП, а также ксенон (Xe), использующийся в качестве рабочего тела.

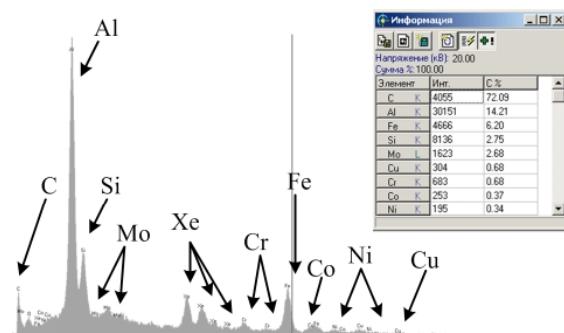


Рис. 4. Химический состав покрытия ОП

На рисунке 4 дополнительно приведена таблица элементов, обнаруженных в загрязнении защитного экрана, в порядке убывания их концентрации. Наибольшая концентрация

принадлежит углероду (С), из которого изготовлен коллиматор, далее по таблице рисунка 4, следует алюминий (Al), который используется в качестве материала защитных экранов ОП, рис. 7. По полученным данным был сделан вывод, что в качестве защиты ОП необходимо использовать материалы более стойкие к распылению. Для этого были заказаны и установлены экраны из кварцевых стекол рис. 5. Оксид кремния (SiO_2) имеет значительно меньший коэффициент распыления чем алюминий [7]; помимо этого в процессе распыления на поверхность защитного экрана ОП будет осаждаться загрязнение из того же материала, что и сам экран. Поэтому применение защитных поверхностей, изготовленных из SiO_2 , более чем оправдано.

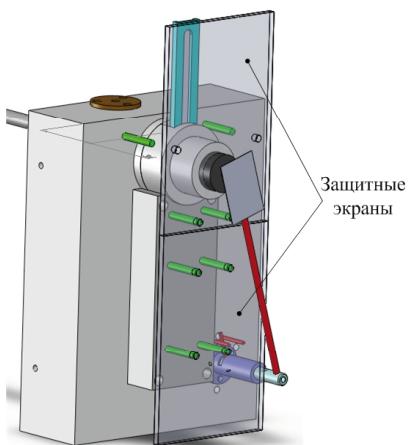


Рис. 5. Маленький механизм перемещения с защитными экранами

1.3 Механизм перемещения оптического приемника

Для проведения испытаний двигателей различных типоразмеров был разработан механизм перемещения оптического приемника - большой механизм перемещения (БМП), рис. 6. Полный ход БМП составляет 60 см. ММП 5 устанавливается на опоры 4. БМП оснащен датчиком положения 1, который посредством редуктора 2 соединен с осью механизма. Сигнал с датчика 1 передается на индикатор, установленный на блоке питания за вакуумной камерой. Перемещение задается сигналом управления, поступающим с компьютера, посредством шагового двигателя 7.

Изначально БМП разрабатывался с возможностью перемещения по одной координате параллельной срезу двигателя с установкой ОП перпендикулярно области излучения струи [1]. Однако, в процессе опытной эксплуатации выяснилось, что при таком расположении ОП от-

носительно двигателя, ОП принимает сигнал с обеих керамических вставок одновременно. Это значительно усложняет процесс обработки данных и математическую модель расчета эрозии. Следовательно, БМП был дополнен еще одной осью перпендикулярной срезу двигателя.

При проведении экспериментов стало очевидным, что требуется исключительно тщательная юстировка положения ОП. С учетом малого угла расходности коллиматора, даже при незначительном отклонении ОП от области излучения элементов материалов изолятора (бора, кремния и т.д.), их спектральные линии уже не регистрируются. Следовательно, были сделаны выводы о необходимости установки СПД непосредственно на БМП, для обеспечения идентичности положения двигателя во время юстировки положения ОП и эксперимента.

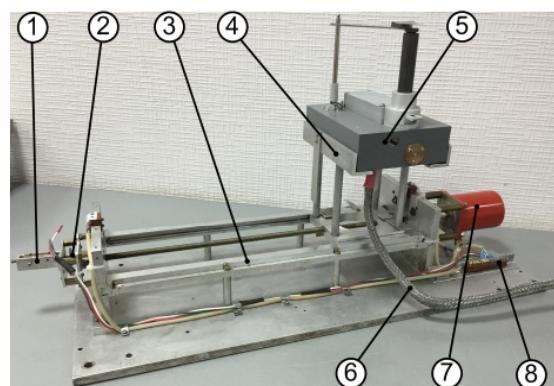


Рис. 6. Механизм перемещения оптического приемника: 1 – датчик положения; 2 – редуктор; 3 – механизм перемещения; 4 – опора ММП; 5 – ММП; 6 – кабель управления ММП; 7 – шаговый двигатель; 8 – кабель управления БМП.

Окончательный вид конструкции БМП представлен на рис. 7. Двигатель 5 и катод 6 устанавливаются на опоре 4, которая может перемещаться в зависимости от положения ОП. Опора 4 установлена на пластину 3. Высота установки двигателя над ОП регулируется при помощи перемещения пластины 3 по шпилькам 2, закрепленным на продольной оси механизма перемещения 1. На поперечной оси БМП 11 установлена регулируемая опора 10 и ММП 8. Конструкция опоры 10 позволяет выставить необходимый угол наклона ОП относительно среза двигателя.

Разработанная конструкция измерительного оборудования позволила производить юстировку положения ОП с необходимой точностью. На основании результатов экспериментов получено, что за счет модернизации оборудования удалось увеличить длительность «жизни» защитного кварцевого экрана приблизительно в 12 раз.

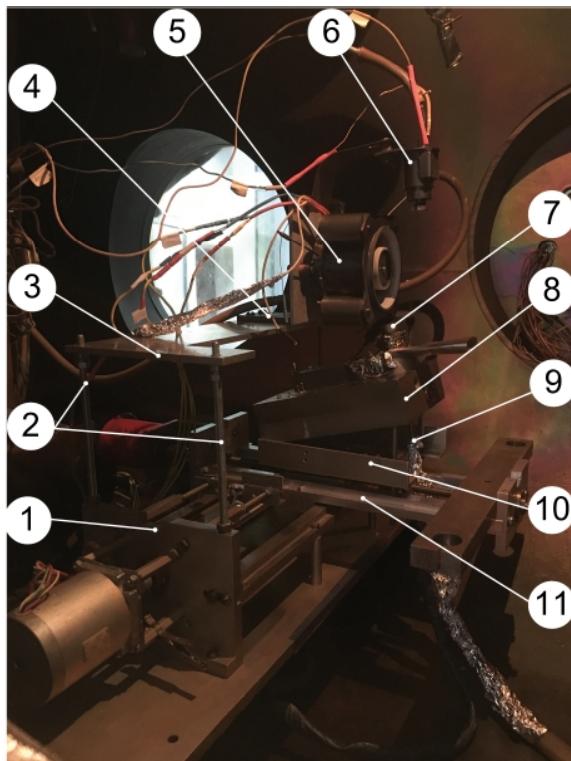


Рис. 7. Большой механизм перемещения:
1 – продольная ось БМП; 2 – шпильки;
3 – пластина; 4 – опора двигателя; 5 – СПД;
6 – катод-компенсатор; 7 – коллиматор; 8 – ММП;
9 – оптический кабель; 10 – регулируемая опора ММП;
11 – поперечная ось БМП.

2. Юстировка ОП относительно двигателя

Как было указано выше, при подготовке эксперимента необходима тщательная юстировка положения ОП относительно двигателя. Это необходимо для того, чтобы при сканировании проводились измерения исключительно с одной из керамических вставок РК. Юстировка производится следующим образом. Оптический кабель (рис.7, поз. 9), со стороны присоединения к спектрометру, подсвечивается источником света (лампочкой), для получения светового пятна на двигателе и для понимания какой элемент конструкции находится в области обзора. Важно, чтобы ОП был выставлен на минимальном расстоянии l_x и l_y от наружной керамической вставки, для получения максимальной величины сигнала, т.е. максимальной интенсивности линии. Угол между двигателем и осью ОП выбирается таким образом, чтобы воображаемый конус коллиматора не пересекал внутреннюю керамическую вставку (ВКВ). Для проверки установки на пути прохождения света устанавливается черный экран, рис. 8. Световое пятно на черном экране должно иметь форму эллипса. Если на эллипсе наблюдается усеченный участок, значит, на пути света находятся ВКВ, следовательно, требуется перевести ОП в другое положение.

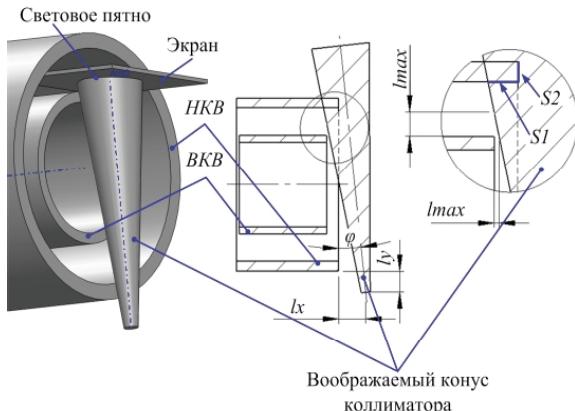


Рис. 8. Схема проверки установки ОП

Как показано, на рис. 8 справа, в области обзора находится наружная стенка ГРК, площадь обозначена S_1 и торцевая поверхность наружной керамической вставки - S_2 .

Для юстировки положения ОП относительно ВКВ, ОП перемещается параллельно оси двигателя, проверка положения производится тем же методом, что и для НКВ.

3. Измерение областей излучения изоляторов РК

После выбивания из стенки РК, возбужденные атомы обладают низкими уровнями энергии, порядка нескольких электрон-вольт [7], по сравнению с атомами и ионами ксенона. Время жизни этих атомов составляет несколько наносекунд [8], следовательно, дезактивация излучением этих атомов будет происходить в узком слое, находящемся в непосредственной близости к стенкам РК, рис. 9.

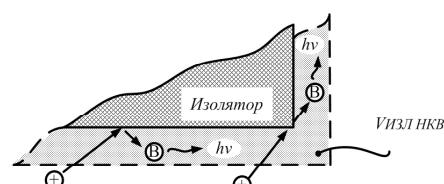


Рис. 9. Объем излучения продуктов распыления стенок ГРК

Основное уравнение интенсивности (светимости) I_λ излучающего объема плазмы V в спектр линии с длиной волны λ , который в рамках корональной модели имеет вид [4]:

$$I_\lambda = V \cdot n_{\text{эл}} \cdot n_e \cdot k_e^{\text{эл}}, \quad (1)$$

где:

$k_e^{\text{эл}}$ – коэффициент скорости возбуждения соответствующего перехода;

$n_{\text{эл}}$ — концентрация частиц, находящихся на возбужденном уровне;

n_e — концентрация электронов.

Согласно сказанному выше и выражению (1) для расчетов необходимо определить объем излучения атомов продуктов изоляторов РК. Как показано на рисунке 10, объем излучения плазмы, который попадает в ОП, при сканировании поперек двигателя, изменяется при каждом положении: $V_{\text{изл НКВ} 1} \neq V_{\text{изл НКВ} 2} \neq V_{\text{изл НКВ} 3}$. Таким образом, для сопоставления эрозии НКВ и ВКВ, необходим расчет удельной эрозии, т.е. с единицы объема излучения. Расчет объемов излучения производится в программном пакете Solid Works, для чего необходимы измерения угла между оптической осью и двигателем, а также расстояние от НКВ до оси коллиматора.

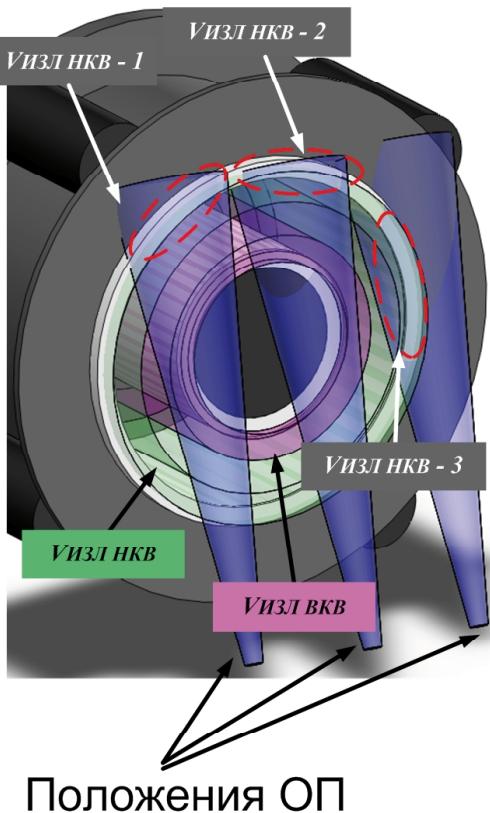


Рис. 10. Объемы излучения продуктов распыления НКВ

Используется методика измерения расстояний по воображаемому конусу коллиматора. Для этого оптический кабель со стороны присоединения к спектрометру подсвечивается ярким источником света. Перпендикулярно срезу двигателя устанавливается экран. Одна из граней экрана опирается на коллиматор.

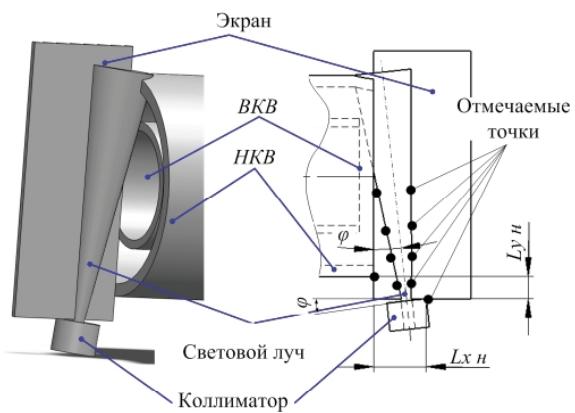


Рис. 11. Схема измерений положения ОП относительно двигателя

На экране будет отображаться световой луч, выходящий из коллиматора. Отмечаются несколько точек на образующих луча, как показано на рисунке 11, расстояние от наружного диаметра НКВ до коллиматора L_y и L_x , и точка соприкосновения коллиматора с экраном. По полученным размерам схема восстанавливается в графическом редакторе Solid Works, после чего производится вычисление размеров областей излучения при каждом положении ОП.

4. Методика проведения измерений методом ОЭССК

По окончанию юстировки положения ОП, оборудование с двигателем устанавливается в вакуумную камеру. После запуска СПД, необходимо дождаться выхода двигателя на тепловой режим, для стабилизации параметров разряда, как по разрядному току и напряжению, так и по интенсивностям спектральных линий, что занимает от 30 до 60 мин, в зависимости от испытываемого двигателя. Далее, в программный интерфейс вводятся параметры измерений спектра. Время выдержки, для каждого из спектрометров, выбиралось таким, чтобы регистрировалась максимальная интенсивность интересуемых спектральных линий. По результатам расчетов было определено, что минимальное количество измерений спектра (осреднение) должно составлять не менее 12 [5]. Для спектрометров со временем выдержки до 500 мс, осреднение принято равным 12, однако, для спектрометров со временем выдержки $40 \cdot 10^3$ мс — 1. Такой подход был выбран потому, что если установить число осреднений для HR-1 равным 12, измерение будет производиться в течение 8 мин. Столь длительное время одного измерения исключает возможность отслеживания динамики интенсивностей линий во времени. К примеру, при изменении

режима двигателя, часть из этих 12 спектров будет записана на одном режиме, а вторая часть на другом. Что заведомо приведет к ложному результату. С другой стороны, можно опустить запись промежуточного спектра, совмещающего данные по двум режимам. Легко просчитать, что если измеряется как минимум 20 точек, то суммарное время промежуточных спектров составит 80 мин. – 2,7 часа. Следовательно, увеличивается временная база эксперимента, что совершенно не желательно. С учетом выше обозначенных причин, для HR-1 и HR-2 последовательно производится запись 12 спектров подряд, затем полученные данные усредняются расчетным путем. В таблице 2 приведены параметры измерений спектра, которые были подобраны для двигателя СПД мощностью 650 Вт.

Таблица 2
Параметры измерений спектра

Имя спектрометра	HR-1	HR-2	HR-3	HR-4
Диапазон	УФ		ВИЗ	ИК
Время выдержки, мс	$40 \cdot 10^3$	$40 \cdot 10^3$	350	150
Осреднение	1	1	12	12

По окончанию подготовки измерительного комплекса к работе, проводятся измерения в следующей последовательности.

1. ОП переводится в положение $-k \cdot n$ (где: k - шаг перемещения, n – номер позиции).

2. Запись 12 спектров для HR-1 и HR-2, и по одному спектру, с осреднением 12, для HR-3 и HR-4.

4. Перемещение ОП в положение $-k \cdot (n+1)$.

5. Во время перевода ОП измерения не проводятся. Это связано с тем, что перемещение ОП из одного положения в другое занимает от 1 до 2 с. Время экспозиции для HR-1 и HR-2, таблица 2, составляет 40 с. Очевидно, что когда ОП перемещается, спектрометры УФ диапазона за одно измерение регистрируют данные частично с предыдущей и частично с последующей областей излучения. В результате получаем суммарный спектр совместно из двух областей излучения. Математически обработать эти данные не представляется возможным, по причине того, что каждая из областей излучения имеет свои геометрические размеры. Следовательно, в момент перемещения ОП спектр не регистрируется.

6. Повторение процедуры для каждого из положений ОП.

7. Регистрация темнового спектра, при выключенном двигателе или при закрытом затворе ОП, при тех же параметрах, что и проводились измерения спектра СПД.

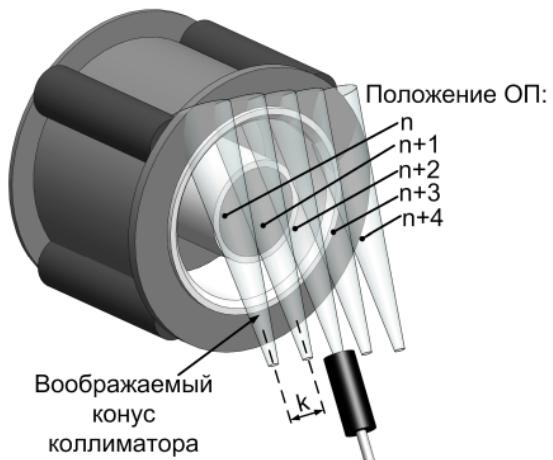


Рис. 12. Схема проведения измерений методом ОЭССК

До начала эксперимента программное обеспечение спектрометров позволяет автоматически исключать темновой спектр из регистрируемого. Однако, согласно [6] и по полученным ранее результатам стало ясно, что со временем вместе с температурой двигателя растет и температура детектора (это отмечается для спектрометров УФ диапазона), следовательно, вычитание темного спектра необходимо производить как в начале, так и в конце каждого замера.

Как было указано выше, для одноразового сканирования обоих изоляторов требуется около 1,5 часа. В течение данного времени необходимо контролировать стабильность режима работы СПД. Контроль режима производится по интенсивности линии Хе с длиной волны 823 нм. Данная линия выбрана из-за того, что она имеет максимальную интенсивность во всем регистрируемом диапазоне и высокую чувствительность к параметрам разряда, а, следовательно, к режиму работы двигателя. Как было получено, рис. 13, при увеличении разрядного напряжения U_d на 5 В, интенсивность линии 823 нм падает на 4 % или на 200 единиц. При увеличении разрядного тока I_d на 5 мА, интенсивность линии 823 нм падает на 5 % или на 700 единиц.

Изменение интенсивности линии 823 нм показывает то, что произошли изменения в режиме работы двигателя, таким образом, необходимо останавливать сканирование изолятора и восстановить режим работы двигателя.

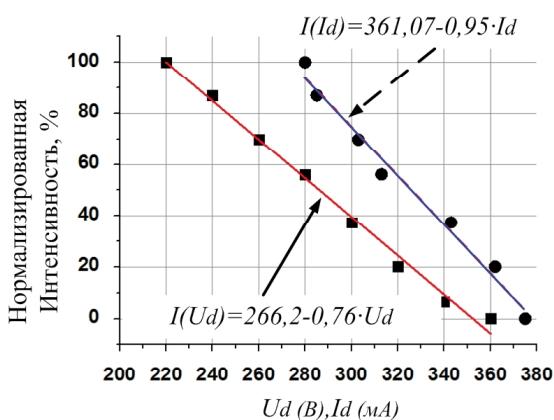


Рис. 13 Зависимость нормализированной интенсивности линии от разрядного тока и напряжения

Заключение

В результате проведенной работы показана поэтапная разработка конструкции измерительного комплекса метода ОЭССК. Отмечено, что разработаны, изготовлены и введены в эксплуатацию 3 механизма перемещения, два из которых служат для позиционирования ОП относительно двигателя и один для перемещения защитного экрана оптического кабеля.

Разработаны и описаны методики: юстировка оптического приемника относительно двигателя и измерение областей излучения изоляторов РК. Представлена методика проведения измерений методом ОЭССК. Предложена методика контроля режима работы двигателя средствами спектроскопии.

На основании результатов экспериментов получено, что за счет модернизации оборудования удалось увеличить длительность «жизни» защитного кварцевого экрана приблизительно в 12 раз.

Литература

1. Хаустова А. Н. Разработка оптического приемника для измерения скорости эрозии отдельно наружной и внутренней керамических вставок газоразрядной камеры стационарного плазменного двигателя [Текст] / А. Н. Хаустова, А. В. Лоян, О.П. Рыбалов // Вестник двигателестроения. – 2015. – № 2. – С. 29-36.

2. Хаустова А. Н. Исследование струи СПД-70 методом оптической эмиссионной спектроскопии со сканированием плазмы через коллиматор [Текст] / А. Н. Хаустова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №10(127). – С. 102-105.

3. Хаустова А. Н. Разработка спектрального комплекса высокого разрешения для исследования спектра стационарного плазменного двигателя [Текст] / А. Н. Хаустова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №9(126). – С. 113-118.

4. Сюняев Р. А. Физика космоса. Маленькая энциклопедия [Текст] / Р. А. Сюняев. – М. : Сов. энциклопедия, 1986. – 783 с.

5. Хаустова А. Н. Расчет погрешности измерений метода ОЭССК [Текст] / А. Н. Хаустова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016. – в печати.

6. Sommerville J. D. Emission cross-section for neutral xenon impacted by Xe^+ and Xe^{2+} [Text] : dissertation of Master of Science in Mechanical Engineering / Jason D. Sommerville. - Michigan Technological University. – 2006. – 80 с.

7. Морозов А. И. Физические основы космических электро-реактивных двигателей [Текст] / А. И. Морозов. – М. : Атомиздат, 1978. – 325 с.

8. Информационная система «Электронная структура атомов» : по данным Новосибирского Государственного Университета [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://grotjan.nsu.ru/ru/>.

Поступила в редакцию 12.05.2016

А. Н. Хаустова, О.П.Рибалов. Обладнання та методика діагностики зношування ізоляторів стаціонарного плазмового двигуна

У статті описано обладнання для проведення вимірювань відносної еrozії окремо зовнішньої і внутрішньої керамічних вставок стаціонарного плазмового двигуна. Представлена конструкція вимірювального блоку спектрального комплексу, що складається з двох частин. Вимірювальна частина включає малогабаритні спектрометри з високою роздільною здатністю, оптичний кабель, коліматор і систему захисту від напілення. Механічна частина – двохкоординатний механізм переміщення, який забезпечує позиціонування вимірювальної частини комплексу щодо кожного з ізоляторів двигуна. Наведено результати хімічного аналізу складу покриття на оптичне волокно. На підставі результатів випробувань обладнання показано, що за рахунок проведених доробок вимірювальної частини вдалося збільшити час «життя» захисного кварцевого екрану оптичного приймача. Описано методики: юстирування оптичного приймача щодо двигуна, вимір областей випромінювання ізоляторів РК, а також послідовність проведення вимірювань методом ОЕССК.

Ключові слова: стаціонарний плазмовий двигун, швидкість еrozії, оптична емісійна спектроскопія.

A. N. Khaustova, O. P. Ribalov. Oessk method instrumentation facility and diagnostics method of stationary plasma thruster edge insulator wear

This article describes the equipment for measuring of relative erosion of the stationary plasma thruster outer and inner ceramic separately. The design of the instrumentation facility the measuring unit that consists of two parts is presented. Measuring unit includes small-size high resolution spectrometers, optical cable, collimator and dust protective system. Mechanical part that has two coordinates motion mechanism, which ensures the positioning of instrumentation facility measuring unit with respect to each of the engine insulators. The results of chemical analysis of the coating composition on the optical fiber are presented. Based on the results of the equipment tests it is shown that due to the measuring unit modifications it was possible to increase the "life" of optical receiver protective quartz screen. The techniques: alignment of the optical receiver with respect to the thruster, the measurement of discharge chamber insulators radiation areas and also OESSK method measuring steps are described.

Key words: stationary plasma thruster, erosion rate, the optical emission spectroscopy.

Наукове видання

Вісник двигунобудування №2/2016
науково-технічний журнал

Головний редактор
Заст. гол. редактора

д-р техн. наук О. Я. Качан
д-р техн. наук А. І. Долматов

Оригінал-макет підготовлений в редакційно-видавничому відділі АТ «МОТОР СІЧ»
Комп’ютерна верстка
Коректори

*М.Д. Хош
О.Є. Носік,
Я.В. Обухович,
О.І. Пільгуєва*

Свідоцтво про державну реєстрацію
КВ № 6157 від 20.05.2002

*Передрукування матеріалів тільки з дозволу редакції
При використанні матеріалів посилання на журнал є обов’язковим
Матеріали публікуються мовою оригіналу
Рукописи, фотокартки та інші інформації не повертаються*

Здано до друку 22.08.2016 р., зам. 2398, накл. 300.
Надруковано видавничим комплексом АТ «МОТОР СІЧ»
Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11.

Свідоцтво суб’єкта видавничої справи
ДК №4213 від 22.11.2011.