

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

**ВЕСТНИК №2
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ 2017**

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»
2017 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 №15 от 14.06.2017 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 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. Карпинось
д-р техн. наук А. П. Зиньковский

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, 2017

© НАКУ «ХАИ» им. Жуковского, 2017

© АО «Мотор Сич», 2017

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



Жеманюк П.Д.
канд. техн. наук



Внуков Ю.Н.
д-р техн. наук



Крибов Г.А.
д-р техн. наук



Цивирко Э.И.
д-р техн. наук



Ивщенко Л.И.
д-р техн. наук



Зытковский 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



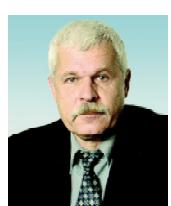
Епифанов С.В.
д-р техн. наук



Ольшанецкий В.Е.
д-р техн. наук



Титов В.А.
д-р техн. наук



Петраков Ю.В.
д-р техн. наук



Киндрячук М.В.
д-р техн. наук



Богуслаев А.В.
канд. 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



Мозговой В.Ф.
канд. техн. наук



Шереметьев А.В.
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 фамилии 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>А.И. ЦАГЛОВ, А.В. ЛОЯН, Н.Н. КОШЕЛЕВ, О.П. РЫБАЛОВ</i> РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЭМИТТЕРА ДЛЯ МИКРОКАТОДОВ.....	8
<i>А.Н. ХАУСТОВА</i> УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД ОЭССК И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ СКОРОСТИ ЭРОЗИИ РК СПД	13
<i>С.В. ФИЛИПКОВСКИЙ, Л.А. ФИЛИПКОВСКАЯ</i> УСТОЙЧИВОСТЬ И БИФУРКАЦИИ КОЛЕБАНИЙ УПРУГОГО РОТОРА С ДИСКОМ НА КОНСОЛЬНОМ КОНЦЕ И ШАРИКОПОДШИПНИКОВ В ВИБРИРУЮЩЕМ ПЛАНЕРЕ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА	18
<i>С.С. ТОВКАЧ</i> БЕЗПРОВІДНІ ТЕХНОЛОГІЇ ОБМІNU ІНФОРМАЦІЮ В СИСТЕМАХ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ	24
<i>Ф.Г. СОРОГИН</i> МЕТОД РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГТП	29
<i>О.В. ПИЛИПЕНКО, А.А. ПРОКОПЧУК, С.И. ДОЛГОПОЛОВ, Н.В. ХОРЯК, А.Д. НИКОЛАЕВ, В.Ю. ПИСАРЕНКО, В.Н. КОВАЛЕНКО</i> МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПРОЦЕССОВ В МАРШЕВОМ ЖРД С ДОЖИГАНИЕМ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА	34
<i>В.В. НЕРУБАССКИЙ, Н.П. ВОЛОШИНА</i> САУ FADEC – ТЕРМИНОЛОГИЯ, ИСТОРИЯ И СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ.....	43
<i>В.Ф. МИРГОРОД, Е.В. ДЕРЕНГ</i> МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕФОРМАЦИИ ДРОССЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ	48
<i>А. Н. КОВАЛЕНКО, А.В. ПАВЛОВ, Ю.В. БЛИШУН, А.А. ОСЕЦКАЯ</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ЖРДМТ ТЯГОЙ 400Н	54
<i>ДУАИССИА ОМАР ХАДЖАИССА, Т.П. МИХАЙЛЕНКО, Д.А. НЕМЧЕНКО, И.И. ПЕТУХОВ</i> МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В МАСЛЯНОЙ ПОЛОСТИ ОПОРЫ РОТОРА ГТД	59
<i>О.П. БАДУН, Я.Н. ИВАНОВ</i> СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ	66
<i>Н.А. БОРИСОВ, О.Г. ГОЛУБКОВ, В.П. ПАРАФЕЙНИК, О.Н. ЩЕРБАКОВ</i> МАСЛОСИСТЕМА ГАЗОТУРБИННОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА КАК ИСТОЧНИК УТИЛИЗИРУЕМОЙ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ	74
<i>А.С. ГОЛЬЦОВ, И.И. РЕДИН</i> АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЯГОЙ ДВИГАТЕЛЯ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА	81
<i>А.Г. БУРЯЧЕНКО, Г.С. РАНЧЕНКО, Д.С. БУРУНОВ</i> МОДИФИКАЦИЯ ТИПОВОЙ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ АИ-450М – СУЩНОСТЬ, ПРОЦЕДУРЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ	86

<i>Д.А. ДОЛМАТОВ</i>	
ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В БЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕФОРМИРУЕМОЙ КАПЛИ КЕРОСИНА	90

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

<i>А.А. ТАМАРГАЗИН, А.Г. ДОВГАЛЬ, Л.Б. ПРИЙМАК</i>	
ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ УПЛОТНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НАЗЕМНОЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ	98
<i>К.В. САВЧЕНКО, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ, И.Г. ТОКАРЬ</i>	
ВЛИЯНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ УГЛА РАДИАЛЬНОГО СКОСА КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК НА СТАТИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИХ ВЕНЦОВ.....	103
<i>Э.К. МАГДИН, В.В. ОГЛИХ, А.Б. РОЗЛИВАН</i>	
ТВЕРДОТОПЛИВНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ОРИЕНТАЦИИ И СТАБИЛИЗАЦИИ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КОСМИЧЕСКИМИ ОБЪЕКТАМИ.....	108
<i>О.В. КИСЛОВ, Н.В. ПИЖАНКОВА</i>	
КОНВЕРТИРОВАННЫЙ ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ИЗ КОМПРЕССОРА В СВОБОДНУЮ ТУРБИНУ	112
<i>В.А. ШКАБУРА</i>	
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТУРБИННОЙ И КОМПРЕССОРНОЙ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	118
<i>В.В. КОМАРОВ, М.М. МИТРАХОВИЧ</i>	
МОДЕлювання в програмному комплексі ANSYS CFX впливу форми проточної частини вхідного пристроя системи «співвісний повітряний гвинт – дозвуковий вхідний пристрій кільцевого типу» силової установки з гвинтовентиляторним двигуном на нерівномірність потоку на вході в компресор	122
<i>Р.Ю. ТУРНА, В.С. ЧИГРИН, А.В. БЕЛОГОУБ</i>	
ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА (ТГА) ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ НЕВЕСОМОСТИ.....	127
<i>М.И. КИСЛЯК, М.М. МИТРАХОВИЧ</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРО-АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЛЕКСА ANSYS	133

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

<i>В.В. КРАВЦОВ</i>	
ВЛИЯНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО УПРОЧНЕНИЯ НА КАЧЕСТВО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ГЛАВНЫХ ВЕРТОЛЕТНЫХ РЕДУКТОРОВ	138
<i>Е.К. БЕРЕЗОВСКИЙ, С.А. УЛАНОВ</i>	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЛОПАТОК ГТД.....	143

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

<i>Е.Н. ПОЛЯРУС, А.П. УМАНСКИЙ, А.У. СТЕЛЬМАХ, Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО, В.М. КИСИЛЬ, В.И. СУББОТИН</i> ВЛИЯНИЕ СОСТАВА МАТЕРИАЛОВ НА МЕХАНИЗМ ИХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГАЗОАБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ	149
<i>Н.П. СИНЯЕВА, Л.А. ОМЕЛЬЯНЧИК, Л.П. НЕКРАСОВА, О.В. ЛУГАНСКАЯ</i> СПЕКТРОФОТОМЕТРИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НИКЕЛЯ, МАРГАНЦА, КОБАЛЬТА ИЗ ОДНОЙ НАВЕСКИ В ПРИПОЕ ВПР-4	153
<i>И.А. ГУСАРОВА, А.М. ПОТАПОВ, В.П. СОЛНЦЕВ, Т.А. СОЛНЦЕВА, К.Н. ПЕТРАШ, В.А. НАЗАРЕНКО, Г.А. ФРОЛОВ, Т.А. МАНЬКО</i> РАЗРАБОТКА ПОРОШКОВОГО СПЛАВА НА ОСНОВЕ НИХРОМА И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЖАРОСТОЙКИХ КОНСТРУКЦИЙ ВОЗВРАЩАЕМЫХ АЭРОКОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ	158
<i>Н.Е. КАЛИНИНА, В.Т. КАЛИНИН, М.В. ГРЕКОВА, Т.В. НОСОВА, М.В. ГУЧЕНКОВ</i> ВЛИЯНИЕ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ СТРУКТУРЫ АЛЮМИНИЯ ДИСПЕРСНЫМИ КОМПОЗИЦИЯМИ	164

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И МЕТРОЛОГИЯ

<i>А.Н. МАРИНИНА, С.М. СТЕПАНЕНКО, В.Г. ХАРЧЕНКО</i> АНАЛИЗ КОНТЕКСТА АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ СОГЛАСНО ТРЕБОВАНИЯМ СТАНДАРТА ISO 9001:2015	169
<i>А.Г. БУРЯЧЕНКО, И.А. РЫБАКОВА, О.В. НЕМЧЕНКО</i> ПЕРЕХОД ОТ ISO 9001:2008 К ISO 9001:2015 КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПРЕДПРИЯТИЯ.....	174

УДК 533.9.07

А. И. ЦАГЛОВ, А. В. ЛОЯН, Н. Н. КОШЕЛЕВ, О. П. РЫБАЛОВ

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

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЭМИТТЕРА ДЛЯ МИКРОКАТОДОВ

В статье изложены результаты моделирования и экспериментальные данные, полученные при исследовании в диодном режиме процесса активации и рабочих параметров эмиттера для катодов с разрядным током до 0,5 A и потребляемой мощностью не более 10 Вт. В статье приведены результаты моделирования теплового состояния конструкции эмиттерного узла. Получено, что время активации эмиттера в диодном режиме работы составляет порядка 18 часов. Показано, что экспериментально подтвержденная плотность тока активированного эмиттера для микрокатода составила 1,25 A/cm², однако эмиттер работал в недогретом режиме, что требует дальнейшего усовершенствования конструкции эмиттерного узла катода с целью снижения тепловых потерь.

Ключевые слова: электроракетный двигатель, безнакальный полый катод, эмиттер, активация, плотность тока.

Введение

Эмиттер является наиболее важным и критическим элементом катода, отвечающим за эффективность его работы и срок эксплуатации. Плотность тока эмиссии, рабочая температура и работа выхода эмиттера определяют основные характеристики катода и, как следствие, электродвигательной установки в целом.

Исследуемые в отделении электроракетных двигателей (ЭРД) ХАИ эмиттеры, изготавливаемые из вольфрамового порошка со специальными пропитками, могут применяться в составе катодов ЭРД и электронно-вакуумных приборах.

При этом стоит отметить принципиальное отличие условий работы эмиттера в катоде ЭРД и диодном режиме, заключающееся в присутствии или отсутствии газовой среды с интенсивной бомбардировкой ионной компонентой.

Предварительные испытания эмиттеров наиболее удобно проводить в диодном режиме при отсутствии газовой среды, что позволяет исследовать вопросы активации и параметры работы эмиссионного материала без влияния ионной бомбардировки на состояние эмиттирующей поверхности.

Перспективным направлением является разработка микрокатодов на токи до 0,5 A и потребляемой мощностью не более 10 Вт для мало-мощных плазменных двигателей с потребляемой мощностью менее 150 Вт, которые могут быть установлены на аппараты класса «микро» и в перспективе на аппараты «CubeSAT».

Данная статья посвящена описанию продолжения работ коллектива по созданию микро-

катода [1], а именно разработке эмиттера для такого катода.

Цель работы

Целью данной работы являлось изучить вопросы активации и рабочие параметры эмиттера для микрокатода ЭРД в диодном режиме.

Тепловая схема эмиттера

Исходя из имеющегося опыта было принято решение исследовать характеристики эмиттера вместе с тепловой связью, чтобы снизить тепловые потери и приблизить тепловой режим эмиттера при испытаниях к рабочему.

На первом этапе была проведена серия моделей теплового состояния конструкции с целью оптимизации технологии изготовления исследуемых образцов и снижения тепловых потерь. Затем выбранный вариант конструкции был изготовлен и установлен на испытательный стенд.

Для исследований был выбран вольфрам-бариевый эмиттер, изготовленный методом горячего прессования в вакууме [2].

Диаметр исследуемого эмиттера составлял 1,6 мм. Площадь эмиттирующей поверхности – 2,01 мм². Потребляемая нагревателем мощность не превышала 10 Вт.

Эмиссионный материал был запрессован в капсулу, изготовленную из молибдена, которая при помощи вакуумной пайки соединялась с элементами так называемого «змеевика», изготовленными из молибдена и ковара. «Змеевик» припаивался к металло-керамическому узлу, обеспечивающему тепловую и гальваническую связь эмиттера. Спиральный вольфрамовый

нагреватель, покрытый алюндом, устанавливался в капсule с обратной неиметающей стороны эмиттера. Потенциал нагревателя задавался отрицательным относительно эмиттера.

Расчетная конфигурация эмиттера с тепловой связью представлена на рис.1.

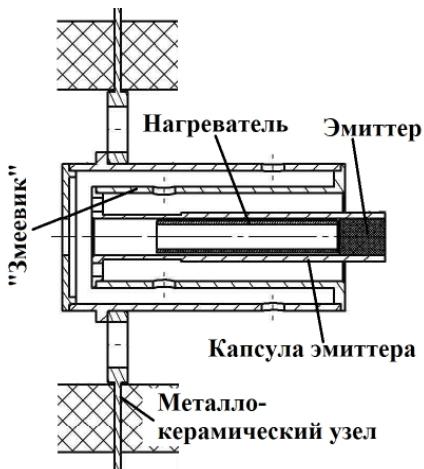


Рис. 1. Конструкция эмиттерного узла

Моделирование теплового состояния эмиттерного узла проводилось в программном пакете Ansys Workbench, реализующем метод конечных элементов. Решалась двухмерная осесимметричная стационарная тепловая задача. В качестве нагрузки задавался тепловой поток на нагреватель. Отвод тепла от модели осуществлялся излучением.

Целью теплового моделирования являлось изучение распределения температурных полей в эмиттерном узле при различных вариантах исполнения его конструкции.

В ходе проведения расчетов было принято допущение, что детали имеют идеальный контакт, поэтому тепловые потери на их стыках отсутствуют.

Для проведения моделирования задавались такие свойства материалов, как теплопроводность (рис.2) и степень черноты [3].

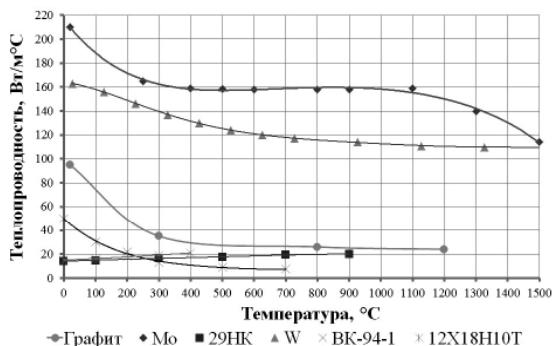


Рис. 2. Зависимости теплопроводностей материалов от температуры

Зависимость теплопроводности эмиттера от температуры определялась согласно методике, изложенной в [4].

В ходе исследований была проведена серия моделей различных вариантов конструкции «змеевика».

Распределение температуры в первоначальном варианте конструкции эмиттерного узла представлено на рис.3.

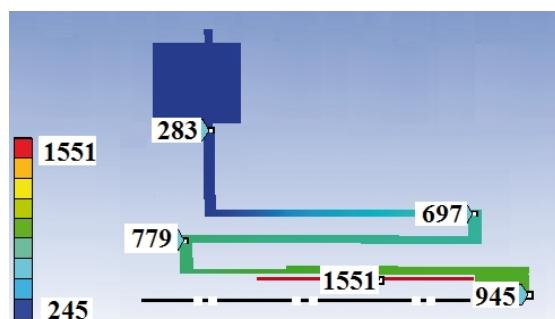


Рис. 3. Распределение температуры в конструкции эмиттерного узла (первоначальный вариант)

Для снижения тепловых потерь в конструкцию «змеевика» были внесены изменения, а именно была добавлена задняя крышка, снижающая теплопотери излучением. В конструкцию капсулы эмиттера и элементов змеевика были внесены секторные пазы и просверлены отверстия, снижающие отток тепла путем теплопроводности от элемента к элементу в сторону металло-керамического узла.

Результаты моделирования финального варианта конструкции эмиттерного узла, а именно зависимость температуры рабочей поверхности эмиттера от подводимой тепловой мощности к нагревательному элементу и распределение температуры по конструкции эмиттерного узла, представлены на рис.4 и 5.

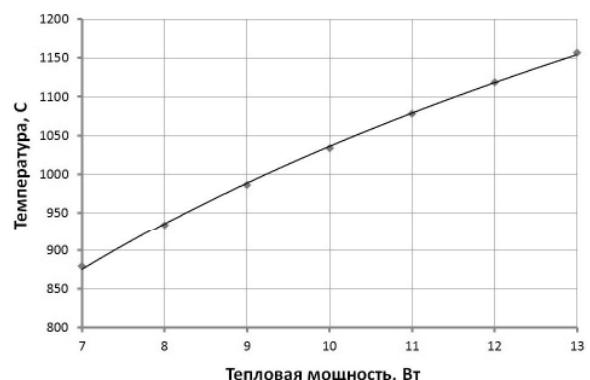


Рис. 4. Зависимость температуры рабочей поверхности эмиттера от подводимой к нагревателю мощности

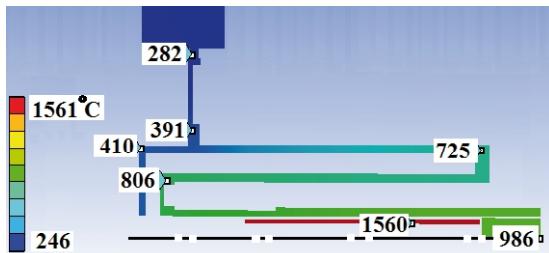


Рис. 5. Результаты моделирования теплового состояния эмиттерного узла (9 Вт)

По результатам моделирования теплового состояния конструкции эмиттерного узла температура рабочей поверхности эмиттера составляет 986°C при подводимой тепловой мощности 9 Вт. Также проведенные расчеты позволили выбрать припой для пайки элементов «змеевика».

Усовершенствование конструкции позволило поднять температуру эmitтирующей поверхности на 37° при 9 Вт потребляемой мощности, что ведет к значительному приросту плотности тока эмиссии. На первый взгляд незначительный прирост температуры рабочей поверхности приводит к значительному приросту эмиссионного тока. Согласно формуле Ричардсона-Дешмана рассчитаем отношение тока эмиссии для начальной температуры T_1 и $T_1 + \delta T$:

$$j = AT^2 \exp\left(-\frac{e \cdot \phi}{nT}\right), \quad (1)$$

где j – плотность тока; T – температура эмиттера; A , e , n – постоянные, ϕ – работа выхода.

Соотношение токов определяется следующим выражением:

$$\theta = \frac{j_2(T_1 + \delta T)}{j_1(T_1)} = \exp\left[\phi \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_1 + \delta T}\right)\right]. \quad (2)$$

На основании приведенных зависимостей, очевидно, что различие эмиссионного тока с поверхности испытуемого образца может достигать 50% и более для первоначальной и усовершенствованной конструкций эмиттерного узла.

Испытания эмиттера

Для проведения испытаний был использован специализированный высоковакуумный стенд.

Стенд для испытания эмиттеров катодов ЭРД (рис. 6) состоит из вакуумной камеры (1), давление в которой измеряется при помощи термоэмиссионных и термопарных манометрических преобразователей (2, 3). Пред-

варительная откачка камеры осуществляется при помощи роторных насосов 2НВР-5ДМ (6) и ДВН-50 (5), отсекаемых от камеры клапаном (4). Откачка камеры до высокого вакуума (10^{-7} мм.рт.ст.) обеспечивается магниторадиальным насосом типа НОРД (7) [2].

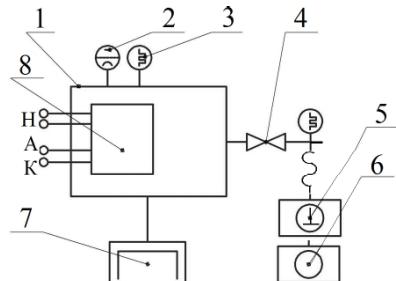


Рис. 6. Схема модернизированного стенда:

1 – вакуумная камера; 2, 3 – термоэмиссионные и термопарные манометрические преобразователи;
4 – клапан; 5 – насос ДВН-50; 6 – насос 2НВР-5ДМ

Устройство для испытания эмиттеров или, как иначе его можно назвать, катодно-нагревной узел стенда (8), размещено внутри вакуумной камеры. Через гальванически связанные тоководы осуществляется подача потенциала на катод (К) и анод (А), питание нагревательного элемента (Н).

Существующая откачная система позволяет обеспечить время откачки системы с атмосферы до 10^{-7} мм.рт.ст. в течение одного часа.

Методика измерений и расчета параметров эмиттера детально описана в работах [5, 6].

В ходе проведения исследований измерялись накальные характеристики эмиттерного узла, а также зависимость эмиссионного тока от времени при проведении активации эмиттера.

Накальная характеристика эмиттера представлена на рис. 7.

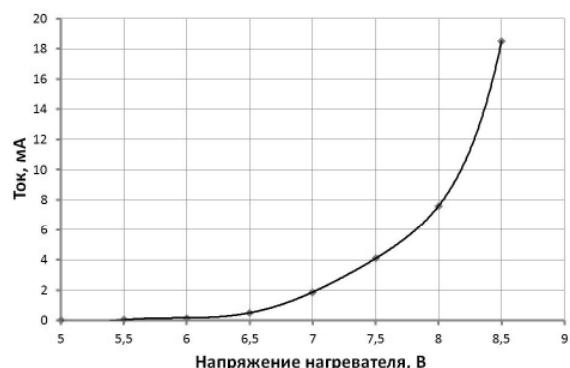


Рис. 7. Накальная характеристика эмиттера

При 8,5 В ток нагревателя равнялся 1,1 А, что составляло 9,35 Вт тепловой мощности.

Как видно из представленного графика, изготавленный эмиттер работает в недогретом режиме – зависимость тока от температуры имеет ярко выраженный характер без насыщения, что говорит о возможности повышения тока с эмиттирующей поверхности за счет роста температуры.

Зависимости величины электронного тока с эмиттера от времени представлены на рис.8.

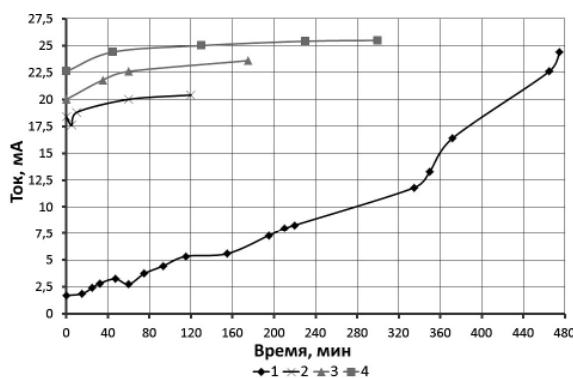


Рис. 8. Зависимости тока эмиссии от времени при активации эмиттера

Активация эмиттера проводилась в импульсном режиме при использовании специализированного источника питания. Разработанный специально для решения таких задач источник питания позволяет прикладывать и плавно регулировать напряжение эмиттер – анод в диапазоне от 0 до 10 кВ с возможностью моделировать сигнал в пределах 0..100, а также задавать напряжение нагревателя в пределах 0..8,5 В.

Время активации эмиттера проводилось в четыре этапа, общее время составило около 18 часов. За это время эмиссионный ток вырос с 2 до 25 мА. Плотность тока с поверхности активированного эмиттера составила $1,25 \text{ A/cm}^2$.

Выводы и дальнейшие перспективы

Испытания эмиттерного узла показали возможность получения плотности тока более $1,25 \text{ A/cm}^2$ при малых габаритах эмиттера и энергопотреблении менее 10 Вт и времени активации около 18 часов.

Однако проведенные исследования продемонстрировали, что эмиттер работает в недогретом режиме, что значительно снижает величину эмиссионного тока.

В связи с этим дальнейшая работа должна быть направлена на доработку конструкции эмиттерного узла с целью снижения тепловых потерь и выхода эмиттера на рабочий температурный режим при энергопотреблении, не превышающем целевые 10 Вт. Также необходимо модернизировать конструкцию устройства для испытания эмиттерного узла с целью обеспечения возможности измерения температуры эмиттирующей поверхности непосредственно в процессе испытаний.

Литература

1. Лоян А. В. Результаты разработки и испытаний микрорасходного катода-нейтрализатора на рабочие токи до 300 мА [Текст] / А. В. Лоян, А. И. Цаглов // Авиационно-космическая техника и технология. - 2015. - Вып. №8(125). - С. 65-69.
2. Разработка и исследование высокоэффективных термоэмиссионных катодов с регулируемым комплексом электрофизических свойств для использования в авиационно-космической технике [Текст]: отчет по НИР (промежуточн.) / Мин-во образования и науки Украины; Нац. аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»; рук. А. Таран. - ДКЕД-12/2015-Ф. - Х., 2016 – 94 с.
3. 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.
4. Титов М. Ю. Расчетный способ определения эффективной теплопроводности металлических эмиттеров катодов ЭРД [Текст] / М. Ю. Титов, А. В. Лоян, Е. П. Солонинко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013.– №72 (104) . – С.112-116.
5. Солонинко Е.П. Измерительный безинерциальный комплекс для определения эмиссионных свойств термоэмиссионных материалов [Текст] / Е.П. Солонинко // Радиоэлектронные и компьютерные системы. – 2013. – №2 (61). - С. 24-30.
6. Лоян А.В. Расчет вольт-амперных характеристик диодного промежутка в режиме одного импульса при испытаниях эмиттеров катодов электрореактивных двигателей [Текст] / А. В. Лоян, Е. П. Солонинко // Авиационно-космическая техника и технология. - 2013.-№4 (101) . - С. 83 – 88.

О.І. Цаглов, А.В. Лоян, М.М. Кошелев, О.П. Рибалов. Результати випробування емітера для мікрокатодів

У статті викладено результати моделювання і експериментальні дані, отримані при дослідженнях в діодному режимі процесу активації і робочих параметрів емітера для катодів з розрядним струмом до $0,5\text{ A}$ і споживаної потужністю не більше 10 W . У статті наведено результати моделювання теплового стану конструкції емітерного вузла. Отримано, що час активації емітера в діодному режимі роботи становить близько 18 годин. Показано, що експериментально підтверджена щільність струму активованого емітера для мікрокатода склала $1,25\text{ A/cm}^2$, однак емітер працював в недогрітому режимі, що вимагає подальшого вдосконалення конструкції емітерного вузла катоду з метою зниження теплових втрат.

Ключові слова: електроракетний двигун, безнакальний порожнистий катод, емітер, активація, щільність струму.

A.I. Tsaglov, A.V. Loyan, N.N. Koshelev, O.P. Rubalov. Results of emitter for microcathodes testing

The article presents simulation results and experimental data obtained during the emitter investigation in diode mode of activation process and emitter operating parameters, which can be used in cathodes with a discharge current range up to $0,5\text{ A}$ and a power consumption not more than 10 W . The article presents the results of emitter assembling thermal conditions modeling. It is found that the activation time of the emitter in the diode mode operation is about 18 hours. It is shown that the experimentally confirmed current density of the activated emitter for a microcathode was $1,25\text{ A/cm}^2$, but the emitter worked in underheated mode, which requires further improvement in the design of the cathode emitter assembling in order to reduce thermal losses.

Keywords: electric propulsion, heaterless hollow cathode, emitter, activation, current density.

УДК 533.9.07

А. Н. ХАУСТОВА

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

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД ОЭССК И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ СКОРОСТИ ЭРОЗИИ РК СПД

В работе приведены алгоритм и результаты испытаний СПД с целью определения режима с минимальной неравномерностью износа материала РК. Показаны результаты сравнительного анализа прямых и косвенных методов диагностики износа изоляторов РК СПД. Проведена оценка основных достоинств и недостатков косвенных методов диагностики. Приведены преимущества использования метода ОЭССК с целью определения износа кромок изоляторов РК СПД при различных режимах работы двигателя. Показано, что за счет применения метода диагностики ОЭССК удалось значительно снизить длительность испытаний СПД.

Ключевые слова: стационарный плазменный двигатель, ресурс, скорость эрозии, оптическая эмиссионная спектроскопия со сканированием плазмы двигателя через коллиматор.

Введение

Потребность в расширении модельного ряда стационарных плазменных двигателей (СПД) и в повышении их технических характеристик требует глубокого изучения процессов, происходящих в СПД [1, 2]. В связи с чем постоянно разрабатывается новая и усовершенствуется уже существующая диагностическая база, которая позволяет не только повышать характеристики разрабатываемых и находящихся в процессе испытаний двигателей, а также сокращать затраты на их производство и исследования [3].

В лаборатории ЭРД ХАИ проводятся разработка, изготовление и испытания СПД различных мощностей и конструкций [4]. Большое внимание уделяется исследованию ресурсных характеристик [4], в частности, зависимости износа разрядной камеры (РК) от режимов работы двигателя [3], от состава керамических изоляторов [4] и т.д. Под данный круг задач был разработан метод диагностики, позволяющий исследовать скорости эрозии наружной и внутренней кромок РК СПД на основе бесконтактных экспресс измерений метода оптической эмиссионной спектроскопии для определения износа изоляторов РК при различных режимах работы СПД.

В рамках поставленной цели были получены следующие результаты:

- усовершенствован метод диагностики износа РК СПД (метод оптической эмиссионной спектроскопии со сканированием плазмы двигателя через коллиматор (ОЭССК)) за счет измерений спектра излучения продуктов распыления с наружной и внутренней кера-

мических вставок, позволяющий исследовать эрозию изоляторов при различных режимах работы двигателя, для увеличения ресурса РК, снижения длительности испытаний и снижения себестоимости разработки СПД [3, 5].

- усовершенствован метод расчета скорости эрозии РК СПД при измерениях методом ОЭССК, в котором учтены зависимости величины регистрируемого излучения от размеров областей износа изоляторов, от угла необходимости приемника излучения и от расстояния от источника до приемника излучения, что позволило определять эрозию наружной и внутренней вставок анодного блока СПД непосредственно при проведении его испытаний [3].

Для проверки работоспособности разработанного метода диагностики проведены испытания ряда СПД мощностью 1,5 кВт [3].

1. Сравнение методов исследований износа РК СПД

Проведено сравнение различных методов диагностики износа изоляторов РК СПД. На сегодняшний день существует большое количество методов определения эрозии стенок анодного блока СПД. К ним относятся прямые методы диагностики (определение износа изоляторов производится по потере массы во время работы СПД, по уменьшению толщины торцов керамических вставок, а также по изменению формы профиля пояска эрозии стенок РК), а также косвенные: оптическая эмиссионная спектроскопия (ОЭС); абсорбционная спектроскопия (АС), лазерно-индукционная флуоресценция (ЛИФ), масс-спектрометрия.

Прямые методы обладают рядом недостатков. Как было указано выше, для измерения радиальной эрозии керамического материала двигателя мощности 1,5 кВт временные затраты на испытания составляют не менее 50 часов.

При необходимости выбора режима эксплуатации СПД временная база наработки двигателя будет составлять 450 часов, что по стоимости проведения испытаний становится сопоставимо со стоимостью изготовления одного двигателя. Присутствуют ограничения по числу измерений, которое равно количеству этапов, на которые разбиты ресурсные испытания. Основной недостаток прямой диагностики заключается в отсутствии возможности измерений износа РК непосредственно во время работы двигателя.

Ограничительными абсорбционной спектроскопии (АС) выступают следующие факторы. Недостаток справочных данных по сечениям поглощений, что накладывает значительные ограничения на число определяемых частиц. Низкая концентрация исследуемого сорта частиц требует использования спектрометров или монохроматоров высокой чувствительности, что налагает ограничения на разрешающую способность оборудования. Относительно сложная схема эксперимента, которая обуславливает необходимость в настройке и калибровке большого числа измерительной аппаратуры. Отсутствие возможности получения данных

о скорости эрозии наружного и внутреннего изоляторов.

ЛИФ считается высокочувствительным методом, так как скорость возбуждения спектра флуоресценции не зависит от параметров плазмы при стабильной работе двигателя, и существует возможность регулировки оборудования до получения максимальной чувствительности по каждому исследуемому компоненту. Однако, необходимость установки и отладки большого количества измерительного оборудования, необходимость перенастройки лазера для исследования различных компонентов спектра ограничивает область применения данного метода.

Несмотря на значительные преимущества современных масс-спектрометров: высокая чувствительность, по сравнению с другими оптическими методами, однозначность идентификации частиц, большой рабочий диапазон масс, – они обладают рядом недостатков. Во-первых, масс-спектрометры, являются сложными как в эксплуатации, так и в обслуживании приборами. Во-вторых, также отсутствует возможность получения данных о скорости эрозии отдельно наружного и внутреннего изоляторов.

Результаты сравнения различных методов представлены в таблице 1. Как видно из предоставленной информации, метод ОЭССК обладает всем рядом преимуществ косвенных методов диагностики.

Таблица 1

Сравнение возможностей методов диагностики износа РК СПД

Возможности метода	Наименование метода						
	Прямые	АС	МС	ЛИФ	МКК	ОЭС	ОЭССК
Бесконтактность	Прямые	АС	МС	ЛИФ	МКК	ОЭС	ОЭССК
Возможность измерений во время испытаний	-	+	+	+	+	+	+
Минимальная продолжительность испытаний СПД, ч	450	7	7	7	7	7	7
Техническая простота обеспечения измерений	+	-	-	-	-	+	+
Высокая продолжительность обработки экспериментальных данных	-	-	+	-	+	-	-
Возможность определения эрозии наружной и внутренней кромок РК СПД	-	-	-	-	-	-	+
Возможность определения неравномерности износа РК СПД	-	-	-	-	-	+	+

При использовании усовершенствованного метода ОЭССК удалось уточнить экспериментально-расчетный способ определения скорости эрозии РК. При измерениях спектра методом ОЭС для определения скорости эрозии не учитывается то, что излучение ксенона регистрируется со всего объема плазменного образования. На результат расчета влияет интенсивность частиц ксенона, находящихся не только в пристеночной области РК, а также тех, которые находятся в полости двигателя и в области струи. Метод диагностики ОЭССК позволил определять скорость эрозии с использованием спектра излучения частиц ксенона, находящихся непосредственно в пределах изнашиваемой поверхности РК.

2. Схема эксперимента

Двигатели испытывались согласно следующему алгоритму, (рис. 1). На первом этапе проводились измерения положения кромок изоляторов РК согласно методике, предложен-

женной в [2]. Далее СПД работали на базе в 50 часов. Временная база испытаний была выбрана исходя из следующих соображений. Радиальная скорость эрозии кромок изоляторов СПД мощностью 1,5 кВт составляет порядка 0,001 мм/ч. Погрешность измерения инструментального микроскопа БМИ-1Ч на длине в 10 мм составляет 0,001 мм. При испытаниях в 50 часов радиальная эрозия равна 0,05 мм, следовательно, ее измерения на микроскопе БМИ-1Ч производятся с относительной погрешностью в 2%.

После наработки в 50 ч испытания приостанавливались и измерялась радиальная эрозия обеих стенок РК. По результатам проводилось сравнение износа внутренней и наружной кромок РК. В случае, когда один из торцов стенок РК эродировал быстрее чем другой, для снижения неравномерности износа подбирался режим работы двигателя, при котором износ керамических изоляторов минимально неравномерен при помощи метода диагностики ОЭССК [3, 5].

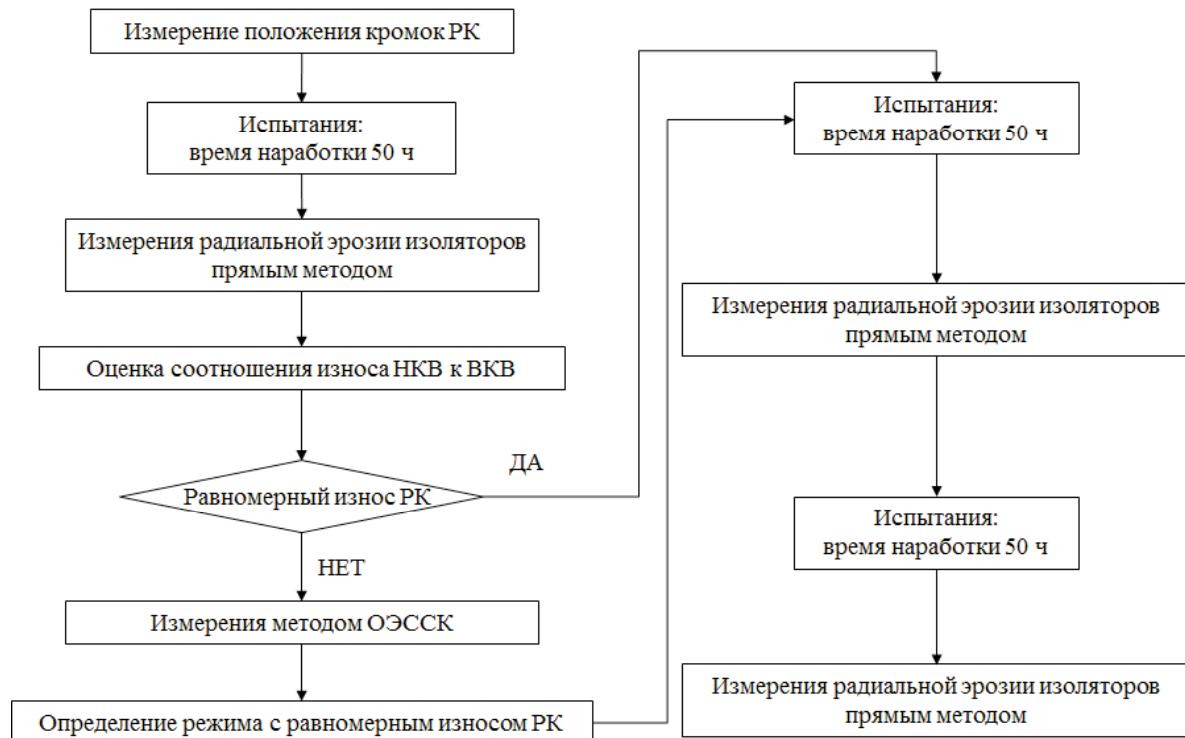


Рис. 1. Алгоритм испытаний двигателей СПД 1,5 кВт

После определения режима эксплуатации двигатели повторно испытывались на временной базе в 100 часов, с двумя прерываниями для измерений радиальной эрозии, для подтверждения результатов измерений метода ОЭССК.

Изначально, для снижения неравномерности износа стенок анодного блока СПД

скорость эрозии изоляторов РК определялась на 9 режимах работы СПД. Однако, для испытываемого СПД 1,5 кВт, результаты измерения скорости эрозии РК которого приведены в [3], дополнительно были проведены исследования на 25 режимах работы при помощи метода ОЭССК (рис. 2).

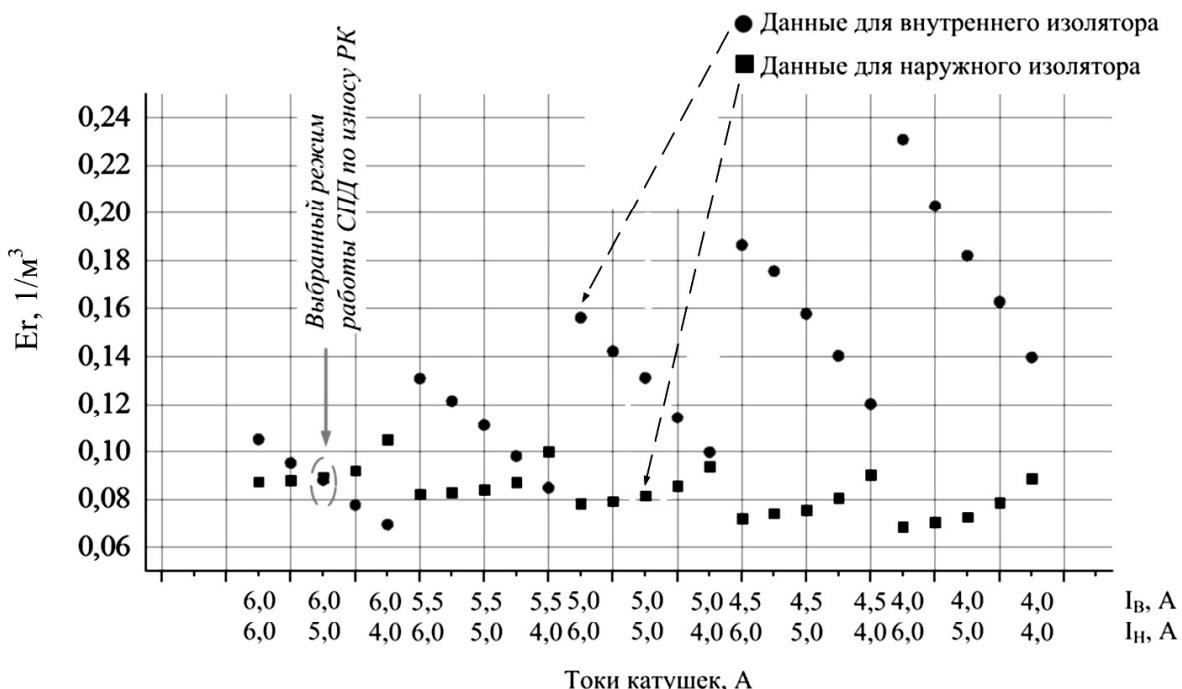


Рис. 2. Скорость эрозии наружной и внутренней керамических вставок в зависимости от токов катушек СПД 1,5 кВт при измерениях методом ОЭССК:
 E_r – скорость эрозии; I_B – ток внутренней катушки; I_H – ток наружной катушки.

Анализ проведенных расчетно-экспериментальных работ показал, что зависимости скорости эрозии наружного и внутреннего изоляторов имеют две точки пересечения, при токах 6,0 А и 5,0 А и при токах катушек 5,5 А и 5,25 А, для внутренней и наружной катушек, соответственно. Однако при втором режиме скорость эрозии на 4% больше.

Для эксплуатации был выбран следующий режим работы испытываемого СПД: напряжение разряда 300 В; анодный массовый расход 0,4 мг/с, токи катушек 6,0 А и 5,0 А внутренней и наружной, соответственно.

Заключение

В работе показано, что для усовершенствования диагностической базы исследований эрозионных характеристик РК СПД в лаборатории ЭРД ХАИ был разработан метод ОЭССК. Приведен алгоритм испытаний СПД с целью определения эксплуатационного режима с минимальной неравномерностью износа материала РК.

Обобщены результаты сравнительного анализа различных методов диагностики износа изоляторов РК СПД.

Показано, что при помощи метода ОЭССК существует возможность определять износ каждой из кромок изоляторов РК СПД при различных режимах работы СПД непосредственно при проведении его работы, за счет чего удалось значительно снизить длительность

испытаний двигателя, что влияет на стоимость производства СПД.

Литература

- Горшков О. А. Холловские ионные двигатели для космических аппаратов [Текст] / О. А. Горшков, В. А. Муравлев, А. А. Шагайда. – М. : Машиностроение, 2008. – 279 с.
- Приданников С. Ю. Исследование характеристик стационарных плазменных двигателей при длительной работе [Текст] / дис. канд. техн. наук : 05.07.05 / Приданников Сергей Юрьевич. – Калининград, 2003. – 203 с.
- Khaustova A. N., Loyan A. V. Method for the erosion rate measurements of stationary plasma thruster insulators // Eastern-european journal of enterprise technologies, 2017. – № 3/5(87). – Р. 11 – 17.
- Максименко Т. А. Исследование влияния материала разрядной камеры МСПД на его характеристики [Текст] / Т. А. Максименко, А. В. Лоян, В. А. Федотенко. // Х.: Авиационно-космическая техника и технология, 2007. – №9 (45). – С. 144 – 146.
- Хаустова А.Н. Измерительный комплекс метода ОЭССК и методика диагностики износа кромок изолятора стационарного плазменного двигателя / Хаустова А.Н., Рыбалов О.П. // Вестник двигателестроения. – 2016. – №2. – С. 212 – 220.

Поступила в редакцию 10.07.2017 г.

О.М. Хаустова. Удосконалений метод ОЕССК і методи діагностики швидкості ерозії РК СПД

В роботі наведено алгоритм і результати випробувань СПД з метою визначення режиму з мінімальною нерівномірністю зносу матеріалу РК. Показано результати порівняльного аналізу прямих і непрямих методів діагностики зносу ізоляторів РК СПД. Проведено оцінку основних достоїнств і недоліків непрямих методів діагностики. Наведено переваги використання методу ОЕССК з метою визначення зносу кромок ізоляторів РК СПД при різних режимах роботи двигуна. Показано, що за рахунок застосування методу діагностики ОЕССК вдалося значно знизити тривалість випробувань СПД.

Ключові слова: стаціонарний плазмовий двигун, ресурс, швидкість еrozії, оптична емісійна спектроскопія зі скануванням плазми двигуна через коліматор.

A.N. Khaustova. Improved method of OEESC and SPT DC erosion rate diagnostics methods

The algorithm and results of SPT tests are presented in the paper. Aim of tests was to determine the operational regime with the minimum uneven wear of the DC material. The results of a comparative analysis of direct and indirect methods for SPT DC insulators wear diagnosing are shown. The main advantages and disadvantages of indirect diagnostic methods were assessed. The advantages of using the OEESC method for the SPT DC insulators edges wear determination under various operating conditions are given. It is shown that due to the application of the OEESC diagnostic method, it was possible significantly to reduce the duration of the SPD tests.

Key words: stationary plasma thruster, lifetime, erosion rate, the optical emission spectroscopy with the scanning of plasma through collimator.

УДК 539.3

С.В. ФИЛИПКОВСКИЙ¹, Л.А. ФИЛИПКОВСКАЯ²

¹ Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

УСТОЙЧИВОСТЬ И БИФУРКАЦИИ КОЛЕБАНИЙ УПРУГОГО РОТОРА С ДИСКОМ НА КОНСОЛЬНОМ КОНЦЕ И ШАРИКОПОДШИПНИКОВ В ВИБРИРУЮЩЕМ ПЛАНЕРЕ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Построена нелинейная конечноэлементная модель упругого ротора на шарикоподшипниках. Исследованы нелинейные колебания ротора, когда прогибы вала и деформации подшипников одного порядка, колебания вызываются одновременным действием дисбаланса и вибрации опор, частота вращения ротора и частота вибрации опор одного порядка. Проанализированы устойчивость и бифуркации вынужденных колебаний ротора. Совместное действие дисбаланса и вибрации опор вызывает резонансы и супер-резонансы по основной форме колебаний ротора. На неустойчивых режимах у ротора с диском на консольном конце происходит переход к хаотическим колебаниям с малым размахом.

Ключевые слова: вал, диск, дисбаланс, шарикоподшипник, вибрация опор, резонанс, бифуркация.

Введение

Для современных летательных аппаратов (ЛА) характерны большие мощности источников вибрации, малые масса и жесткость планера. Это приводит к нелинейным динамическим процессам в наиболее нагруженных узлах и агрегатах. В ЛА повсеместно используются устройства, в которых есть роторы на шарикоподшипниках. Это приборы с гироскопами, агрегаты с электродвигателями, генераторами и турбоходильниками в самолетах, приборы с гироскопами и агрегаты систем управления. Нелинейность упругих характеристик этих систем обусловлена как контактными напряжениями, так и зазорами между шариками и канавками качения в шарикоподшипниках.

Д.В. Хронин [1] показал, что при колебаниях роторов агрегатов летательных аппаратов прогибы вала одного порядка с упругими деформациями подшипников. Если необходимо избежать раскрытия зазоров между шариками и канавками качения, которое приводит к ударным нагрузкам, применяют радиально-упорные шарикоподшипники с предварительным натягом. В статье [2] проанализированы нелинейные колебания упруго деформируемого вала, закрепленного на двух радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным натягом, с учетом волнистости канавок качения и шариков.

Роторы, в которых лопаточное колесо или маховик закреплены на консольном конце, имеют такое соотношение диаметра вала и

расстояния между подшипниками, что должны быть представлены моделью упругого вала на упругих опорах. Причиной колебаний роторов обычно считают дисбаланс или несовершенства и износ подшипников. ЛА, как правило, содержит несколько двигателей и других устройств, вызывающих вибрации корпуса, а диапазон их частот достаточно широк. В ЛА вибрации передаются к узлам крепления агрегатов и приборов как по силовому набору, так и колебаниями воздуха, которые воздействуют на обшивку в той зоне, где установлен агрегат. Частоты вращения роторов исследуемых приборов и агрегатов находятся в диапазоне частоты вибрации планера ЛА. Их совместное действие может привести к еще не исследованным явлениям.

El-Saeidy [3] рассмотрел 37 работ, в которых исследовано влияние вибрации основания на динамику и устойчивость ротора на подшипниках. Ротор, который состоит из диска на безмассовом валу, подвержен дисбалансу и воздействиям со стороны основания, но в этой работе исследованы колебания на опорах с кубической нелинейностью, а не на шарикоподшипниках.

Целью исследований является разработка численной модели и метода для исследования влияния вибрации опор на колебания упругого ротора, установленного на радиально-упорных шарикоподшипниках с осевым натягом.

1. Математическая модель

Форму изогнутой оси вала с диском на консольном конце сложно описать одной функци-

ей, поэтому применен метод конечных элементов (МКЭ). Конечноэлементная модель ротора показана на рис. 1. Участки вала постоянного сечения являются конечными элементами. В тех сечениях вала, в которых закреплены диски или установлены опоры, помещаем узлы. Силы и моменты сил инерции диска, а также упругие реакции подшипников будем учитывать как граничные условия в соответствующем узле.

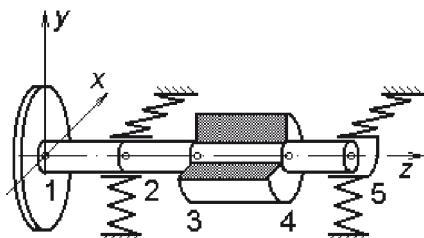


Рис. 1. Конечные элементы ротора и узлы на концах элементов (1 – 5)

Зависимости компонент упругих реакций подшипника от перемещений цапфы вала вдоль осей x, y, z описаны в работе [4]:

$$\begin{aligned}
 P_{x1} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_v \cos \alpha \cos \beta_v + y_v \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \cos \beta_v, \\
 P_{y1} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_v \cos \alpha \cos \beta_v + y_v \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \sin \beta_v, \\
 P_{z1} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_v \cos \alpha \cos \beta_v + y_v \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \sin \alpha,
 \end{aligned} \quad (1)$$

где $K = (3P_0/2N_B)z_0^{-3/2} \sin \alpha^{-5/2}$;

x_v , y_v , z — перемещения центра внутреннего кольца относительно центра наружного кольца;

v и N_B — номер и количество шариков;

$v = \overline{1,2}$ — номера цапф вала;

α и β_v угол контакта и угол азимута шарика с номером относительно оси x;

P_0 — сила предварительного осевого натяга,

z_0 — осевое смещение внутреннего кольца относительно внешнего кольца от действия силы P_0 .

2. Уравнения колебаний ротора

Свободные колебания вала постоянного сечения описываются следующими уравнениями [5]:

$$\begin{aligned}
 EI \frac{\partial^4 u_x}{\partial \zeta^4} + \rho S \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} &= 0, \\
 EI \frac{\partial^4 u_y}{\partial \zeta^4} + \rho S \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} &= 0.
 \end{aligned} \quad (2)$$

где I и S — диаметральный момент инерции и площадь сечения вала,

E и ρ — модуль упругости и плотность материала вала.

ζ — координата сечения вала по оси z, t — время.

Координатные оси направлены, как показано на рис. 1. Обобщенные координаты, которыми являются элементы вектора узловых значений i-го узла, распологаем в следующем порядке: $u_{i,1} = u_{i,x}$, $u_{i,2} = \theta_{i,y}$, $u_{i,3} = u_{i,y}$, $u_{i,4} = \theta_{i,x}$, $u_{i,5} = u_{i,z}$. Интерполяционными полиномами конечного элемента являются функции изогнутой оси балки при единичных перемещениях узловых сечений [6]:

$$\begin{aligned}
 N_{e,1}(\zeta) &= 1 - 3(\zeta/l)^2 + 2(\zeta/l)^3, \\
 N_{e,2}(\zeta) &= l \left[\zeta/l - 2(\zeta/l)^2 + (\zeta/l)^3 \right], \\
 N_{e,3}(\zeta) &= 3(\zeta/l)^2 - 2(\zeta/l)^3, \\
 N_{e,4}(\zeta) &= l \left[(\zeta/l)^3 - (\zeta/l)^2 \right],
 \end{aligned} \quad (3)$$

где l — длина элемента. Прогибы конечного элемента между узлами $i, i+1$ определены полиномами

$$u_x = N_{e,1}u_{i,1} + N_{e,2}u_{i,2} + N_{e,3}u_{i+1,1} + N_{e,4}u_{i+1,2},$$

$$u_y = N_{e,1}u_{i,3} + N_{e,2}u_{i,4} + N_{e,3}u_{i+1,3} + N_{e,4}u_{i+1,4}, \quad (4)$$

Значения $u_{i,z}$ зависят только от времени потому, что вал не деформируется вдоль оси вращения.

Уравнения колебаний вала получены методом Галеркина при одновременной аппроксимации уравнений и граничных условий [7]

$$\int_0^L W_e R_O dO + \int_{\Gamma} \bar{W}_e R_{\Gamma} d\Gamma = 0, \quad (5)$$

где R_O и R_{Γ} — невязки решения уравнения и граничных условий,

W_e и \bar{W}_e – весовые функции в области и на границе,
 e – номер конечного элемента. Подставив (2), (3) и (4) в первый интеграл (5), получим следующие интегралы по длине элемента:

$$\begin{aligned} \int_0^1 N_e^T \left(EI \frac{\partial^4 u_x}{\partial \zeta^4} + \rho S \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \right) d\zeta, \\ \int_0^1 N_e^T \left(EI \frac{\partial^4 u_y}{\partial \zeta^4} + \rho S \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \right) d\zeta, \end{aligned} \quad (6)$$

где N_e – вектор-строка интерполяционных функций. Выполняя в (6) интегрирование по частям для слагаемых, содержащих производные по координате ζ , получим

$$\int_0^1 N_e^T \left(EI \frac{\partial^4 u_x}{\partial \zeta^4} \right) d\zeta = K_e \begin{bmatrix} u_{i,1} & u_{i,2} & u_{i+1,1} & u_{i+1,2} \end{bmatrix}^T$$

$$\int_0^1 N_e^T \left(EI \frac{\partial^4 u_y}{\partial \zeta^4} \right) d\zeta = K_e \begin{bmatrix} u_{i,3} & u_{i,4} & u_{i+1,3} & u_{i+1,4} \end{bmatrix}^T, \quad (7)$$

где K_e – матрица жесткости конечного элемента для прогибов. Выполняя в (6) интегрирование для слагаемых с производными по времени получим

$$\int_0^1 N_e^T \left(\rho S \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \right) d\zeta = M_e \begin{bmatrix} \ddot{u}_{i,1} & \ddot{u}_{i,2} & \ddot{u}_{i+1,1} & \ddot{u}_{i+1,2} \end{bmatrix}^T,$$

$$\int_0^1 N_e^T \left(\rho S \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \right) d\zeta = M_e \begin{bmatrix} \ddot{u}_{i,3} & \ddot{u}_{i,4} & \ddot{u}_{i+1,3} & \ddot{u}_{i+1,4} \end{bmatrix}^T, \quad (8)$$

где M_e – матрица масс конечного элемента для прогибов. Элементы строк и столбцов матриц, соответствующие перемещению u_z , будут нулевыми кроме диагонального элемента матрицы масс, который будет равен массе конечного элемента.

Первым граничным условием на конце вала с диском является равенство изгибающего момента моменту сил инерции диска

$$\begin{aligned} \left[EI \frac{\partial^2 u_x}{\partial \zeta^2} + I_1 \frac{\partial^3 u_x}{\partial \zeta \partial t^2} + I_0 \Omega \frac{\partial^2 u_y}{\partial \zeta \partial t} \right]_{\zeta=0} &= 0, \\ \left[EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial \zeta^2} + I_1 \frac{\partial^3 u_y}{\partial \zeta \partial t^2} - I_0 \Omega \frac{\partial^2 u_x}{\partial \zeta \partial t} \right]_{\zeta=0} &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где I_1 и I_0 – диаметральный и полярный моменты инерции диска,

Ω – угловая скорость ротора.

Подставив (3), (4), (9) и $\zeta=0$ во второй интеграл (5) получим добавку к матрице масс

M_{II} и матрицу гироскопических моментов G_1 для степеней свободы соответствующего узла

$$\begin{aligned} N_e^T I_1 \left(\frac{\partial^3 u_x}{\partial \zeta \partial t^2} \right)_{\zeta=0} + N_e^T I_1 \left(\frac{\partial^3 u_y}{\partial \zeta \partial t^2} \right)_{\zeta=0} &= \\ = M_{II} \begin{bmatrix} \ddot{u}_{i,1} & \ddot{u}_{i,2} & \ddot{u}_{i,3} & \ddot{u}_{i,4} \end{bmatrix}^T, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} N_e^T I_0 \Omega \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial \zeta \partial t} \right)_{\zeta=0} + N_e^T I_0 \Omega \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial \zeta \partial t} \right)_{\zeta=0} &= \\ = G_1 \begin{bmatrix} \dot{u}_{i,1} & \dot{u}_{i,2} & \dot{u}_{i,3} & \dot{u}_{i,4} \end{bmatrix}^T, \end{aligned} \quad (11)$$

Вторым граничным условием на конце вала с диском является равенство поперечной силы силе инерции диска. Если диск закреплен на валу с эксцентриситетом a , то условие записывается:

$$\begin{aligned} \left[EI \frac{\partial^3 u_x}{\partial \zeta^3} + m_0 \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \right]_{\zeta=0} - m_0 a \Omega^2 \cos \Omega t &= 0, \\ \left[EI \frac{\partial^3 u_y}{\partial \zeta^3} + m_0 \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \right]_{\zeta=0} - m_0 a \Omega^2 \sin \Omega t &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

где m_0 – масса диска. Подставив (3), (4), (12) и $\zeta=0$ во второй интеграл (5) получим добавку к матрице масс M_{ml} и вектор правой части уравнений колебаний $H_{Dl}(\Omega, t)$, который обусловлен дисбалансом диска

$$H_{Dl}(\Omega, t) = m_0 a \Omega^2 \begin{bmatrix} \cos \Omega t & 0 & \sin \Omega t & 0 \end{bmatrix}^T \quad (13)$$

$$\begin{aligned} N_e^T m_0 \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \Big|_{\zeta=0} + N_e^T m_0 \frac{\partial^3 u_y}{\partial t^2} \Big|_{\zeta=0} &= \\ = M_{ml} \begin{bmatrix} \ddot{u}_{i,1} & \ddot{u}_{i,2} & \ddot{u}_{i,3} & \ddot{u}_{i,4} \end{bmatrix}^T. \end{aligned} \quad (14)$$

Если i -й узел закреплен в подшипнике, в котором силы упругости представлены зависимостями (1) и силы трения представлены вязким демпфированием, то граничные условия в нем по осям x, y будут иметь вид

$$\begin{aligned} -EI(\partial^3 u_x / \partial \zeta^3)_i + EI(\partial^3 u_x / \partial \zeta^3)_{i+1} - & \\ -P_{xi}(u_x, u_y, u_z) - C \dot{u}_{x,i} &= 0 \\ -EI(\partial^3 u_y / \partial \zeta^3)_i + EI(\partial^3 u_y / \partial \zeta^3)_{i+1} - & \\ -P_{yi}(u_x, u_y, u_z) - C \dot{u}_{y,i} &= 0, \end{aligned} \quad (15)$$

где C – коэффициент демпфирования,

$\dot{u}_{x,i}, \dot{u}_{y,i}$ – скорости узловых сечений.

Подставив (3), (4), (15) и $\zeta=0$, в случае левого узла элемента, или $\zeta=1$, в случае правого узла элемента, во второй интеграл (5), получим

векторную функцию сил упругости и вектор сил демпфирования подшипника

$$\begin{aligned} & N_{e,i}^T P_{x,i}(u_x, u_y, u_z)_{\zeta=1} + N_{e,i}^T P_{y,i}(u_x, u_y, u_z)_{\zeta=1} = \\ & = \begin{bmatrix} P_{x,i}(u_{i,1}, u_{i,3}, u_z) & 0 & P_{y,i}(u_{i,1}, u_{i,3}, u_z) & 0 \end{bmatrix}^T = \\ & = K_{\Pi}(U)_i, \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & N_{e,i}^T C \dot{u}_{x,i} \Big|_{\zeta=1} + N_{e,i}^T C \dot{u}_{y,i} \Big|_{\zeta=1} = \\ & = \begin{bmatrix} C \dot{u}_{x,i} & 0 & C \dot{u}_{y,i} & 0 \end{bmatrix}^T = C \dot{U}_i, \end{aligned} \quad (17)$$

где C – матрица демпфирования. Координата u_z в (16) не зависит от узла, поскольку принята модель вала без продольных деформаций.

Если ротор установлен на вибрирующем основании, к правой части уравнения добавляется вектор кинематического возбуждения колебаний [5]

$$H_{\Pi}(\omega, t) = -M A_{\Pi}(\omega, t), \quad (18)$$

где M – матрица масс,

$A_{\Pi}(\omega, t)$ – вектор виброускорений опор,
 ω – круговая частота вибрации опор.

Объединяя матрицы, полученные по формулам (7), (8), (10), (11), (14), и векторы (13), (16), (17), (18) по правилам ассемблирования МКЭ [7], получим уравнение колебаний:

$$M \ddot{U} + G \dot{U} + C \dot{U} + K U + K_{\Pi}(U) = H_D(\Omega, t) + H_{\Pi}(\omega, t). \quad (19)$$

Частоту вращения ротора Ω считаем фиксированной, частота вибрации опор ω изменяется в заданном диапазоне.

3. Результаты численных исследований

Умножив (19) на M^{-1} , получим

$$\begin{aligned} & \ddot{U} + G' \dot{U} + C' \dot{U} + K' U + K'_{\Pi}(U) = \\ & = M^{-1} H_D(\Omega, t) - A_{\Pi}(\omega, t), \end{aligned} \quad (20)$$

где $M^{-1}G = G'$,
 $M^{-1}K = K'$, $M^{-1}C = C'$,

$$M^{-1}K_{\Pi}(U) = K'_{\Pi}(U).$$

Для дальнейших исследований введем безразмерные параметры:

$$\begin{aligned} & \bar{x}_n = x_n / z_0, \quad \bar{y}_n = y_n / z_0, \quad \bar{z} = z / z_0, \quad \bar{\omega} = \omega / \omega_1, \\ & \bar{\Omega} = \Omega / \omega_1, \quad \tau = t \cdot \omega_1, \end{aligned}$$

где ω_1 – основная резонансная частота линеаризованной системы и запишем (20) в виде нелинейной векторной функции:

$$\ddot{U} = f(U, \dot{U}, \tau), \quad (21)$$

где f – N -мерная векторная функция.

Для построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) выполняем анализ уравнения (21) методом продолжения по параметру [8], которым определяется также матрица монодромии, устойчивость и характер бифуркаций периодического решения уравнения.

Проанализированы колебания ротора длиной $L = 0,34$ м. Диаметр вала между опорами $d_2 = 0,032$ м. Длина и диаметр консольного конца вала соответственно $l = 0,06$ м и $d_1 = 0,025$ м. Масса и моменты инерции диска соответственно $m = 5,0$ кг, $I_x = 0,1$ кг·м², $I_z = 0,2$ кг·м². Параметры радиально-упорных подшипников такие: $\alpha = 15^\circ$; $R_2 = 27,525$ мм – радиус внешней канавки качения; $R_1 = 16,000$ мм – радиус внутренней канавки качения; $R_K = 5,930$ мм – радиус поперечного сечения канавок качения; $d_B = 11,510$ мм – диаметр шарика; $N_B = 7$; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль Юнга; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона. Демпфирование, обусловленное трением в подшипниках, обычно определяют на основе экспериментов и описывают моделью вязкого трения [9], в расчетах принят коэффициент демпфирования $C = 52,5$ Н·с/м.

Проанализированы вынужденные колебания ротора вращающегося с частотой $f_{\Omega} = \Omega / 2\pi = 50$ Гц. Колебания возбуждаются дисбалансом диска, эксцентриситет которого $a = 0,008$ мм, и вибрацией опор, амплитуды которой – $A_{\Pi x} = 0$, $A_{\Pi y} = 2g$, где $g = 9,8$ м/с². Частота вибрации опор f_{ω} меняется в диапазоне от 20 Гц до 2000 Гц. На рис. 2. изображена АЧХ колебаний ротора.

По оси ординат отложен полуразмах безразмерной координаты центра диска \bar{y}_0 . Резонанс $\bar{\omega}_2$ соответствует форме колебаний, когда цапфы находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и при колебаниях вал совершают прямую прецессию. По этой же форме совершаются колебания вала на суперрезонансах порядка 2/1 – 5/1, пики которых обозначены на рис. 2 $\bar{\omega}_2/2$ – $\bar{\omega}_2/5$. Резонансные колебания с низшей частотой $\bar{\omega}_1$ по форме, когда вал совершает обратную прецессию, не наблюдаются. Устойчивые режимы резонансных колебаний данного ротора исследованы в работе [10].

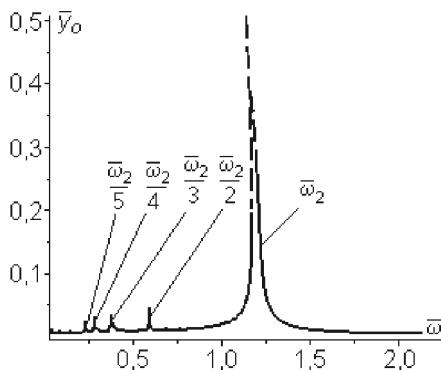


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика

На левых ветвях резонансных пиков осуществляются седло-узловые бифуркации, а на правой ветви резонансного пика $\bar{\omega}_2$ осуществляется бифуркация двумерного тора [11]. Размахи неустойчивых колебаний остаются ограниченными и относительно мало меняются со временем.

На рис. 3 показана траектория центра диска за десять периодов выше точки бифуркации на левой ветви резонансного пика $\bar{\omega}_2$. В этой точке частота $\bar{\omega} = 1,1196$, а наибольший мультиплексор матрицы монодромии $\lambda_1 = 1,1005$. На рис. 4 показана зависимость от времени \bar{y}_0 при этой частоте.

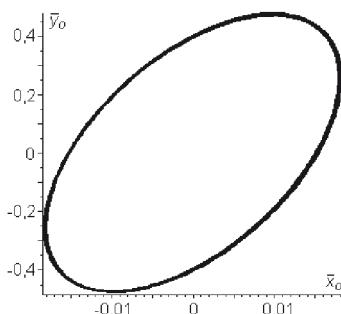


Рис. 3. Траектория центра диска, $\bar{\omega} = 1,1196$

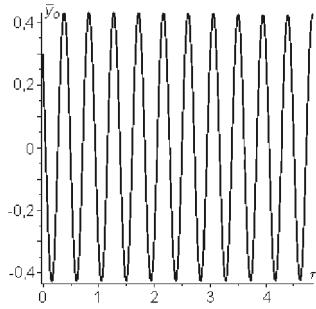


Рис. 4. Зависимость от времени \bar{y}_0 , $\bar{\omega} = 1,1196$

В безразмерных параметрах размах колебаний приблизительно равен 0,9 и отклонения

координаты \bar{y}_0 от установившейся траектории достигают 0,005.

На рис. 5 и рис. 6 показаны отображения Пуанкаре неустойчивых колебаний на левой и правой ветвях резонансного пика $\bar{\omega}_2$.

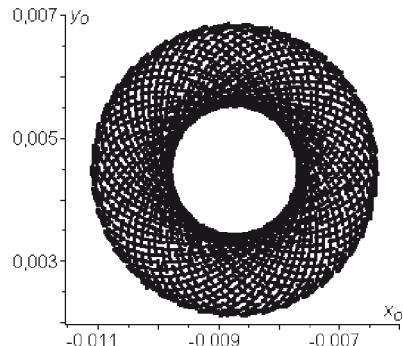


Рис. 5. Отображение Пуанкаре, $\bar{\omega} = 1,1196$

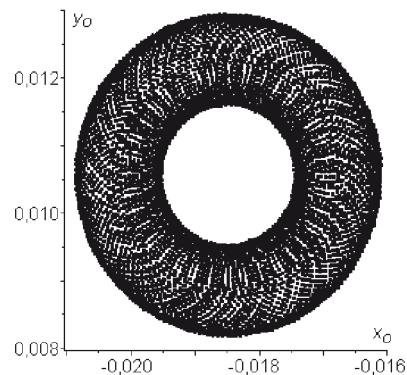


Рис. 6. Отображение Пуанкаре, $\bar{\omega} = 1,1371$

Эти рисунки показывают, что переходные процессы приводят к хаотическим колебаниям.

Заключение

Совместное действие дисбаланса и вибрации опор вызывает резонансы двухформ колебаний ротора, а также суперрезонансы порядка 2/1, 3/1, и т.д. Поэтому резонансные колебания могут иметь место во всем диапазоне частот ниже основной резонансной частоты. Слева от основного резонанса первой формы колебаний наблюдается седло-узловая бифуркация, а справа – бифуркация двумерного тора. На неустойчивых режимах происходит переход к хаотическим колебаниям с малым размахом.

Предлагаемый подход может быть применен как основа для усовершенствования численного анализа динамики роторов транспортных средств.

Литература

- Хронин Д. В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст] /

- Д. В. Хронин. – М.: Машиностроение, 1970. – 412 с.
2. Babu C. K. Nonlinear vibration analysis of an elastic rotor supported on angular contact ball bearings considering six degrees of freedom and waviness on balls and races [Текст] / C.K. Babu, N.Tandon, R.K.Pandey // Journal of Vibration and Acoustics. – 2014. – V.136(4). – P.044503-1-5.
3. El-Saeidy F. M. A. Dynamics of a Rigid Rotor Linear/Nonlinear Bearings System Subject to Rotating Unbalance and Base Excitations [Text] / F .M.A.El-Saeidy, F.Sticher.// J.of Vibration and Control. – 2010. –Vol.16(3): P.403-438.
4. Филипповский С. В. Свободные нелинейные колебания многодисковых роторов на шарикоподшипниках [Текст] / С. В. Филипповский, К. В. Аврамов // Проблемы прочности. – 2013. – № 3. – С. 86–96.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний [Текст] / В. Л. Бидерман – М.: Высшая школа, 1980.– 408 с.
7. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация [Текст] / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. –320 с.
8. Seydel R. Nonlinear computation [Text] / R. Seydel // Int. J. of Bifurcation and Chaos.– 1997.– Vol. 7.– P. 2105–2126.
9. Kramer E. Dynamics of Rotors and Foundations [Text] / E. Kramer . New York: Springer-Verlag, 1993. – 384 р.
10. Филипповский С. В. Нелинейные колебания ротора с диском на консольном конце при вибрации опор [Текст] / С. В. Филипповский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016.– № 3(130). С. 45–50.
11. Анищенко В. С. Сложные колебания в простых системах [Текст] / В. С. Анищенко. – М. : Наука, 1990. – 312 с.

Поступила в редакцию 31.05.2017 г.

С.В. Філіпковський, Л.О. Філіпковська. Стійкість і біфуркації коливань пружного ротора з диском на консольному кінці і шарикопідшипників в вібруючому планері літального апарату

Побудовано нелінійну скінченоелементну модель пружного ротора на шарикопідшипниках. Досліджено нелінійні коливання ротора, коли прогини валу і деформації підшипників одного порядку, коливання викликаються одночасною дією дисбалансу і вібрації опор, частота обертання ротора і частота вібрації опор одного порядку. Проаналізовано стійкість і біфуркації вимушених коливань ротора. Спільна дія дисбалансу і вібрації опор викликає резонанси і супер-резонанси по основній формі коливань ротора. На нестійких режимах у ротора з диском на консольному кінці відбувається перехід до хаотичних коливань з малим розмахом.

Ключові слова: вал, диск, дисбаланс, шарикопідшипник, вібрація опор, резонанс, біфуркація.

S.V. Filipkovsky, L.A. Filipkovskaja. Stability and bifurcations of vibrations of the elastic rotor with a disk on cantilevered end and ball bearings in the aircraft vibrating airframe

A nonlinear finite element model of a flexible rotor with a disk on the cantilevered end is constructed. The nonlinear oscillations of the rotor are investigated when the deflections of the shaft and the deformation of bearings are of the same order; the oscillations are caused by the mutual action of imbalance and vibration of the supports; the shaft rotational speed and the vibration frequency of the supports are the values of the same order. The stability and bifurcations of the forced oscillations of the rotor are analyzed. The mutual action of imbalance and vibration of the supports causes resonances and super-resonances in the principal mode of the rotor oscillations. The chaotic oscillations with the small peak-to-peak displacements are on unstable oscillations modes of the rotor with a disk on the cantilevered end.

Keywords: shaft,disk,imbalance,ball-bearing,vibration of supports,resonance,bifurcation.

УДК 629.735.035.3'7:681.51:004.67 (045)

С. С. ТОВКАЧ¹

¹Національний авіаційний університет «НАУ», Київ, Україна

БЕЗПРОВІДНІ ТЕХНОЛОГІЇ ОБМІNU ІНФОРМАЦІЮ В СИСТЕМАХ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

Стаття присвячена розробці сучасних моделей і алгоритмів обробки інформації з використанням безпровідних технологій в системах керування авіаційних газотурбінних двигунів. Розглядається технологія ZigBee для організації обміну інформацією між елементами системи автоматичного керування (САК); структура безпровідної сенсорної мережі (БСМ), вимоги до побудови її вузлів із врахуванням мережевої топології, яка підтримується стеком протоколів. На основі алгоритму проектування раціональної БСМ наведено схему розподіленої САК двигуна із поєднанням кабельних з'єднань обміну інформацією між елементами системи адаптивного керування.

Ключові слова: безпровідні сенсорні мережі, ідентифікація, система адаптивного керування, газотурбінний двигун, стек протоколів, вузли мережевої топології, інформаційні потоки.

Вступ

Сучасні системи автоматичного керування (САК) авіаційними двигунами характеризуються розвиненими інформаційно-керуючими системами, які мають велику кількість датчиків та інших електронних пристрій. Підключення до електронного регулятора здійснюється через електричні з'єднувачі та кабелі, які є одними із вразливих місць в САК газотурбінного двигуна (ГТД), маса яких складає близько 50% від усієї маси системи керування. Згідно статистики [1], однією з основних причин відмов систем керування є відмови електричних з'єднувачів, їх громіздка і розгалужена проводка ускладнює компонування обв'язки ГТД, його технічне обслуговування і модернізацію САК.

Одним із напрямків розв'язку даної проблеми є застосування безпровідних технологій, які на сьогоднішній день використовуються в різних галузях науки і техніки. В авіаційній техніці застосування безпровідних систем і пристрійв розпочинається у ряді напрямків [1], таких як контроль тиску в шинах повітряного судна, керування освітленням, розпізнавання міток на об'єктах, підключення ноутбука під час сервісного обслуговування, зв'язок з технічними службами аеропорту, трансляція на борту відеосигналу з високою якістю, вихід в інтернет-мережу на борту.

Securaplane technologies пропонує безпровідні пристрій для контролю задимлення [2], Boeing впроваджує безпровідні технології на літаках цивільної авіації (Wireless Aircraft)[3,4], Dryden Flight Research Center NASA проводить роботи по оцінці можливості застосування безпровідних технологій в системі керування літаком

повітряних суден військової авіації з метою підвищення надійності і безпеки, зменшення маси, габаритів і вартості системи [3]. Honeywell створює і впроваджує безпровідні технології в системи керування і контролю ГТД. В ЦІАМ, починаючи з 2007 року, проводяться роботи по створенню демонстратора безпровідної системи керування і контролю ГТД [4].

1. Постановка проблеми

Використання безпровідних технологій для побудови систем моніторингу мають ряд переваг в порівнянні з традиційними рішеннями: відсутність провідних комунікацій істотно полегшує процес розгортання і реконфігурування мережі, знижує вартість системи; автономність і мініатюрність пристрій забезпечує можливість їх розміщення в важкодоступних місцях і на великих територіях. Безпровідні рішення незамінні, коли необхідно пов'язати в мережу постійно рухливі або часто переміщувані вузли.

Основними вимогами до вузлів безпровідних сенсорних мереж (БСМ) є:

- низьке енергоспоживання (тривалий час автономної роботи), висока швидкодія, малі розміри і невисока вартість.;

- можливість до самоорганізації – самостійне об'єднання вузлів в мережу і ретрансляція пакетів даних в області досяжності, яка визначається ймовірністю доставки інформаційних пакетів між вузлами.

Перераховані вимоги регламентує стандарт безпровідного зв'язку IEEE 802.15.4 [3,4]. Даний стандарт, так, як і стандарт IEEE 802.11 для технології Wi-Fi, визначає два нижніх рівня взаємодії відкритих систем (ISO-OSI)

– фізичного (PHY) і керування доступом до середовища (MAC) – нижнього підрівня канального рівня OSI.

Для забезпечення сумісності безпровідних пристройів з ініціативи компанії Philips Semiconductor був утворений ZigBee Alliance [4], який регламентує взаємодію безпровідних пристройів на всіх семи рівнях базової моделі OSI за допомогою стека протоколів ZigBee.

Визначені умови потребують вирішення задачі вибору раціонального геометричного розташування ретрансляторів, а також оптимальної маршрутизації інформаційних потоків між ними, що становить поняття «раціональна топологія безпровідної сенсорної мережі».

Проектування раціональної топології БСМ стикається з двома проблемами: власне розрахунком такої топології з урахуванням великої кількості факторів, що впливають на роботу мережі, і практичною реалізацією побудованого таким чином рішення.

У зв'язку з цим актуальною є задача визначення безпровідних технологій для обробки інформації в системах адаптивного керування авіаційних двигунів, що дозволить створити високоефективні системи нового покоління з гнучкою, легко змінною структурою, зменшивши масу і габарити, підвищити надійність та знизити витрати на технічне обслуговування САК ГТД.

2. Основна частина

В останні роки зрос інтерес до розробки та вивчення безпровідних самоорганізованих сенсорних мереж, які складаються із безлічі простих мініатюрних пристройів (вузлів), кожен із яких містить мікроконтролер, приймач і автономне джерело живлення. Вузли оснащуються сенсорами, здатними реєструвати інформацію про параметри фізичних полів різної природи в місцях їх розташування. Результати вимірювань передаються по багатоланковому ланцюжку (від вузла до вузла) в обчислювальний центр для обробки і аналізу.

Виділяють кілька різних типів вузлів, які можуть входити в склад БСМ [4]. До них відносяться:

- кінцеві пристройі (КП), що оснащуються сенсорами і здійснюють вимірювання;
- ретранслятори або маршрутизатори, які передають інформаційні повідомлення від КП;
- шлюзи, які збирають повідомлення від КП та здійснюють комутацію БСМ із високошвидкісними магістралями передачі даних, за допомогою яких ці повідомлення доставляються в інтелектуальний вузол; мости, що зв'язують різні БСМ один з одним;
- PAN-координатор (PAN – Personal Area

Network), який здійснює керування БСМ і також виконує роль шлюзу даних.

Принципова схема організації структури безпровідної сенсорної мережі, що включає вузли всіх перерахованих типів, показана на рис.1.

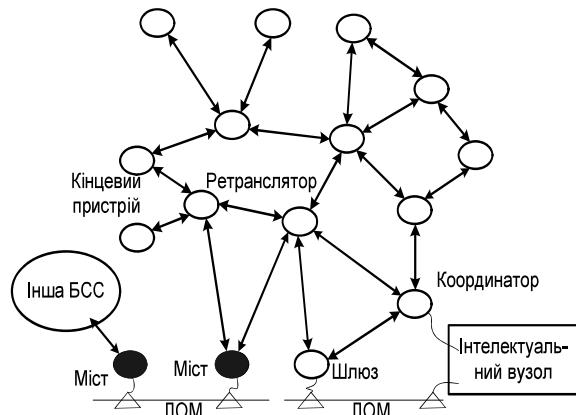


Рис. 1 Структура безпровідної сенсорної мережі

На сьогоднішній день найбільш широке розповсюдження отримали технології безпровідної передачі даних: Bluetooth, Wi-Fi i ZigBee [2,3].

ZigBee – це порівняно молодий і перспективний стандарт, створений для побудови промислових сенсорних мереж з невеликою щільністю передачі даних. Трансивери ZigBee характеризуються невисоким енергоспоживанням і мають низьку потужність випромінювання радіочастотної енергії (не більше 1 мВт), що визначає високий ККД безпровідної передачі інформації на невеликі відстані [5]. Даний аспект дозволяє організовувати мережі з великою кількістю вузлів: датчиків, виконавчих механізмів, ретрансляторів.

На рис. 2 показана узагальнена структура моделі OSI взаємодії ZigBee-пристроїв [4]. Сукупність протоколів, реалізованих на різних рівнях цієї моделі, називають стеком протоколів ZigBee. Розглянемо докладніше функціональність технології, реалізовану на кожному з цих рівнів:

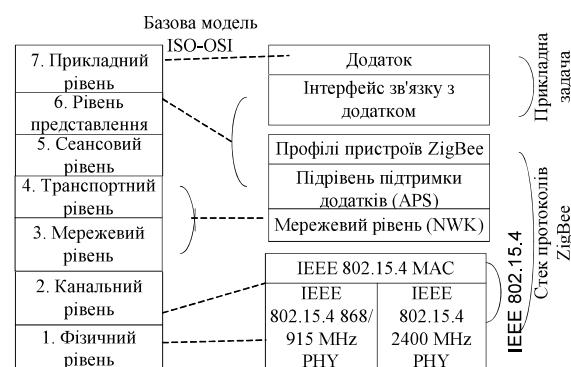


Рис. 2. Стек протоколів ZigBee

профілі пристройів ZigBee (ZigBee Device Object): бібліотеки профілів, набори сервісів пристройів, типові інформаційні повідомлення, сумісність.

підрівень підтримки додатків (Application Support Sublayer): безпека пристройю, трансляція повідомлення, організація сервісів пристройів.

мережевий рівень (network layer): безпека мережі, трансляція повідомлень, формування пакетів даних, обробка мережевих процедур;

MAC-рівень (IEEE 802.15.4): додавання/видалення пристройів, доставка і контроль пакетів даних(CRC), підтвердження прийому, сканування і доступ до каналів зв'язку (CSMA/CA), часовий поділ.

PHY-рівень (IEEE 802.15.4): модуляція, параметри сигналу, прийом і передача інформації через фізичний радіоканал.

Перевагою стандарту ZigBee в порівнянні з іншими безпровідними рішеннями є можливість створення як простих з'єднань («точка-точка», «зірка»), так і складних мереж різних топологій: «клusterне дерево», «коміркова мережа» (рис. 3).

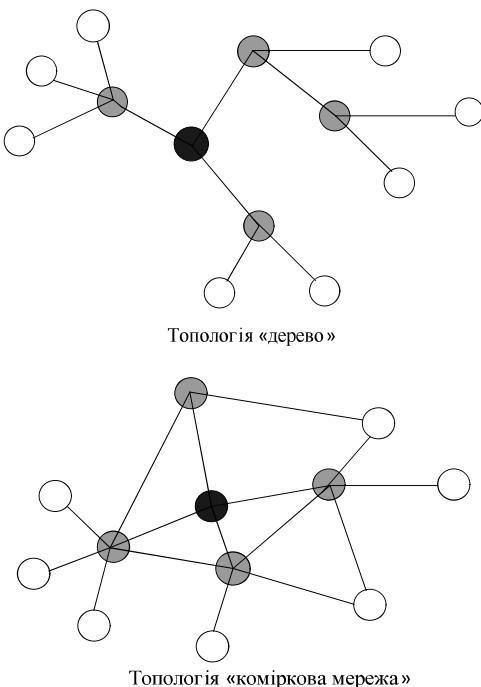


Рис. 3. Мережеві топології ZigBee

Під топологією безпровідної сенсорної мережі розуміється сукупність геометричного розташування її вузлів і ймовірностей використання комунікацій між ними:

$$\left(\|R_i\|, \|p_{ij}\| \right), i, j = 1 \dots N, \quad (1)$$

де $\|R_i\|$ – множина вузлів мережі N ;

$\|p_{ij}\|$ – ймовірності використання комунікацій між ними для доставки інформаційних потоків.

Вузли безпровідної сенсорної мережі характеризуються:

- унікальним ідентифікаційним номером (ID), необхідним для адресної доставки повідомлень;

- геометричним положенням в просторі, тобто тривимірний вектор координат: $X = (x_1, x_2, x_3)^T$;

- максимальною щільністю інформаційного потоку, здатного передаватися або прийматися вузлами: $U_{f_c}^{\max}$ біт в секунду в частотному діапазоні з урахуванням способу кодування [5];

- середньою величиною завантаження:

$$U = \sum_{i \in S} (U_i^{TX} + U_i^{RX}), \quad (2)$$

де S – множина КП, які генерують інформаційні потоки, що приймаються і передаються цим вузлом;

U_i^{TX} та U_i^{RX} – щільності переданого і прийнятого потоків, відповідних i -му КП.

Кожен із вузлів КП в складі БСМ характеризується періодичністю відправки інформаційних повідомлень T_m і довжиною повідомлень L , вимірюваної в байтах. Для контролю навантаження на мережу ці два параметри замінюються еквівалентною величиною – щільністю генерованого інформаційного потоку у відповідності з наступною формулою:

$$U_i = \frac{L}{T_m}, \text{ байт/сек, } i = 1 \dots N \quad (3)$$

в загальному випадку унікальною для кожного з КП.

До характеристик приймачів/передавачів, розміщених на вузлах БСМ відносяться, перш за все, робочий частотний діапазон, робочий канал в межах діапазону, потужність випромінюваного сигналу і максимальна пропускна здатність, що відповідає даному каналу. Для моделювання приймально-передавального тракту вузлів (рис.4) ці характеристики приймають наступні значення:

- опорна частота каналу, МГц: $f_c = 2405 + 5(k - 11)$, $k = 11, 12, \dots, 26$; ширина каналу $df = 5$ МГц.

Алгоритм проектування раціональної топології БСМ може включати наступні етапи (рис. 5):

1. Формування із множини ретрансляторів

мінімального набору без врахування щільностей інформаційних потоків на основі ймовірностей безпомилкової доставки повідомлень між вузлами.

2. Моніторинг складу мережі та побудова

оптимальної топології.

3. Прогнозування та оптимізація складу мережі із врахуванням характеристик надійності обладнання.

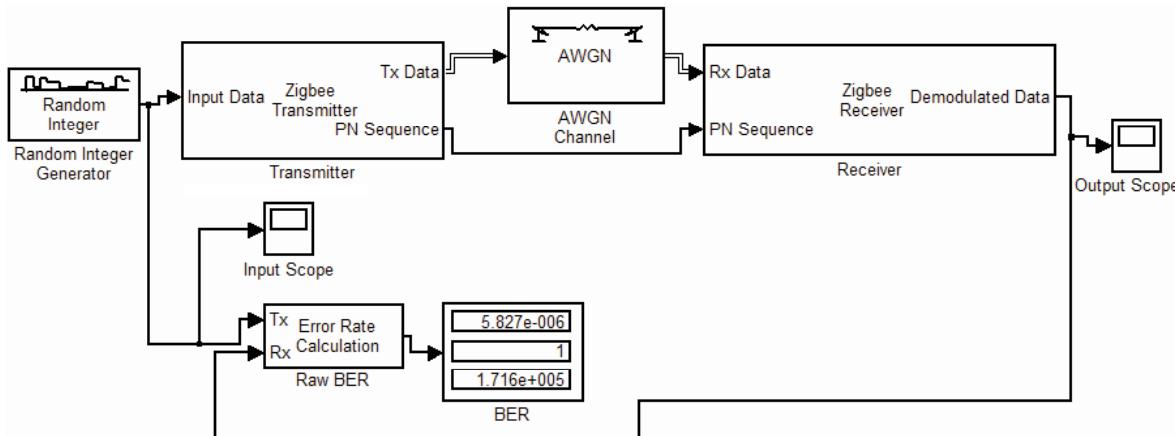


Рис. 4. Моделювання приймально-передавального тракту вузлів ZigBee

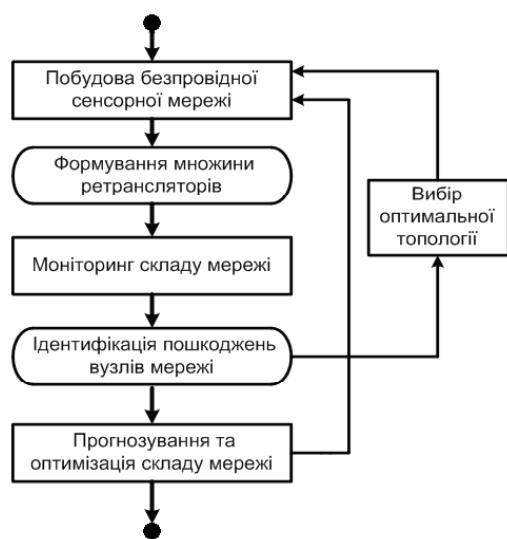


Рис. 5. Алгоритм проектування раціональної топології БСМ

На рис. 6 представлена схема розподіленої структури САК ГТД з використанням безпровідних сенсорних мереж, яка дозволить зменшити кількість радіальних ліній зв'язку за рахунок переходу до мультиплексних каналів інформаційного обміну, спростити пошук несправностей, локалізацію відмов і перебудову структури, інтеграцію апаратно-програмних засобів літака і двигуна, знизити ймовірність руйнування всієї системи і, таким чином, підвищити її живучість.

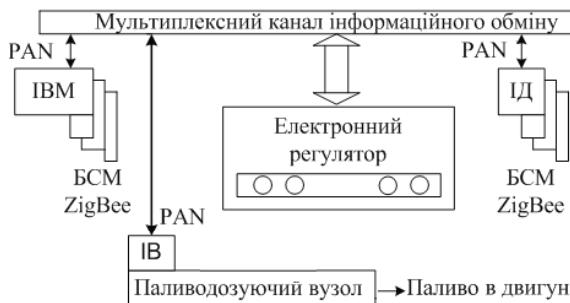


Рис. 6. Схема розподіленої САК ГТД

Висновок

В процесі дослідження безпровідних технологій обробки інформації в системах адаптивного керування авіаційних ГТД розроблено алгоритм проектування раціональної топології БСМ на основі стеку протоколів ZigBee; модифіковано схему розподіленої САК ГТД та представлено модель приймально-передавального тракту вузлів мережі.

Запропонований підхід обробки інформації між елементами електронної САК може бути використано при побудові системи діагностування технічного стану ГТД та системи керування з гнучкою, легко змінною структурою.

Впровадження безпровідних технологій в САК ГТД дозволить зменшити масу і габарити вузлів за рахунок зменшення кількості роз'ємів і кабелів, підвищити надійність САК.

Литература

1. Гуревич О.С. Системы автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями [Текст] / под ред. О.С. Гуревича. – М.: ТОРУ ПРЕСС, 2010. – 264 с..
2. Securaplane Technology Inc. Wireless technology intra-aircraft wireless data bus for essential and critical applications [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.securaplane.com/>
3. Radio-frequency wireless flight-control system [Текст] // Dryden Flight Research Center. DRC-9609, NASA Tech Briefs. – 2008. – Vol.21. – No.10.
4. Пат. 2372505 Российская Федерация.. Беспроводная отказоустойчивая система управления газотурбинным двигателем [Текст] / Трофимов А.С., Гуревич О.С., Кессельман М.Г., Чернышов В.И.; Москва. [Федеральное государственное унитарное предприятие «ЦИАМ имени П.И. Баранова»](#); опубл. 20.12.2007.
5. Антонов А.О. Современные методы контроля и диагностики газотурбинных авиационных двигателей [Текст] / А.О. Антонов, Р.А. Трофименко, Л.Л. Яцко, А.О. Сутковой // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. – 2013. – С. 141-145.

Поступила в редакцию 07.06.2017 г.

С.С. Товкач. Беспроводные технологии обмена информации в системах адаптивного управления авиационных двигателей

Статья посвящена разработке современных моделей и алгоритмов обработки информации с использованием беспроводных технологий в системах управления авиационных газотурбинных двигателей. Рассматривается технология ZigBee для организации обмена информацией между элементами системы автоматического управления (САУ); структура беспроводной сенсорной сети (БСМ), требования к построению ее узлов с учетом сетевой топологии, которая поддерживается стеком протоколов. На основе алгоритма проектирования рациональной БСМ приведена схема распределенной САУ двигателя с сочетанием кабельных соединений обмена информацией между элементами системы адаптивного управления.

Ключевые слова: беспроводные сенсорные сети, идентификация, система адаптивного управления, газотурбинный двигатель, стек протоколов, узлы сетевой топологии, информационные потоки.

S.S. Tovkach. Wireless technologies of information exchange in the adaptive control systems of aircraft engines

The article is devoted to the development of modern models and algorithms for processing information using wireless technologies in control systems of aircraft gas turbine engines. Considered the ZigBee technology for the information exchange between elements of the automatic control system (ACS); structure of wireless sensor network (WSN), requirements for the construction of its nodes with regard to network topology that is supported protocol stack. Described the distributed ACS of engine with the combination of wired connection the information exchange between system components of the adaptive control system based on rational design algorithm WSN.

Keywords: wireless sensor networks, identification, adaptive control system, gas turbine engine, protocol stack, network topology nodes, information flows.

УДК 621.452.3

Ф.Г. СОРОГИН

АО «Мотор Сич», Украина

МЕТОД РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГТП

Газотурбинные приводы (ГТП) широко используются в составе различных энергетических установок и в различных климатических зонах. Обоснованный выбор типа ГТП определяет необходимость детального учета его энергетических показателей в конкретных условиях эксплуатации энергоустановки. Подобная задача возникает и для конкретного типа ГТП при анализе вариантов модернизации энергоустановки. Для ее решения целесообразно использовать достаточно простой метод расчета энергетических показателей ГТП в целом, пригодный во всем возможном диапазоне режимов работы. При этом время расчета основных параметров ГТП должно быть минимальным, а метод универсальным с точки зрения возможности применения для других ГТП. Такой метод сформирован в данной работе на основе базовых характеристик, предоставляемых производителем при поставке ГТП.

Ключевые слова: газотурбинный привод, климатическая характеристика, частичная нагрузка, энергетическая эффективность.

Введение

Широкое использование ГТП в энергетике и нефтегазовой отрасли определяется не только их высокой удельной мощностью и маневренностью, но также экономичностью и низкой удельной стоимостью, эксплуатационной надежностью и развитой службой сервиса [1]. Выбор ГТП зачастую определяется назначением, режимом работы и регионом эксплуатации энергоустановки. Последнее обусловлено снижением мощности ГТП с ростом температуры атмосферного воздуха в связи с ограничениями по температуре газа перед турбиной [2, 3].

Наряду с производством механической работы в установках с ГТП часто используется выработка тепловой энергии за счет утилизации теплоты выхлопных газов. Поэтому в числе основных энергетических показателей газотурбинной энергоустановки рассматриваются механическая и тепловая мощность, эффективный КПД (при производстве механической работы) и коэффициент использования топлива. При реализации процедуры выбора ГТП разработчики энергоустановки используют, как правило, набор характеристик ГТП в целом [4].

Постановка задачи

Эти характеристики зачастую представляют обобщение результатов испытаний ГТП в конкретных условиях и в этом смысле не дают целостную модель рабочего процесса ГТП во всем возможном диапазоне режимов работы. Такая модель необходима, в частности, для оценки термоэкономической эффективности любой теплоэнергетической установки, вари-

антов ее комплектации и модернизации, например, путем охлаждения циклового воздуха [5]. Модель должна быть максимально простой, чтобы обеспечивать малое время расчета основных параметров ГТП, но в то же время универсальной с точки зрения возможности применения для других ГТП. И, главное, она должна учитывать количественное влияние на рабочий процесс ГТП всех факторов, возникающих при эксплуатации.

Нелинейная поузловая математическая модель ГТД [6] опирается на описание рабочего процесса в его элементах и позволяет получить не только характеристики ГТП в целом, но и параметры рабочего тела в его проточной части. Однако для ее реализации необходим значительный объем исходных данных по элементам ГТП, которые разработчиком при поставке привода не передаются.

Целью данного исследования является разработка метода расчета энергетических параметров ГТП на основе базовых характеристик, предоставляемых производителем при поставке, который учитывает количественное влияние на рабочий процесс ГТП всех факторов, возникающих при его работе в составе энергоустановки, в том числе на режимах с частичной нагрузкой. В числе этих факторов температура и давление воздуха на входе ГТП, отбор воздуха от компрессора, гидросопротивление на выхлопе.

Основная часть

Для ГТП параметрами, определяющими его максимальную мощность и эффективный КПД, являются температура и давление воздуха на входе, противодавление со стороны газоот-

водящего тракта, а также расход и параметры отбираемого от компрессора воздуха. Все эти факторы количественно учитываются характеристиками ГТП, зависящими от его типа и закона регулирования.

Аппроксимация климатической характеристики ГТП АИ-336-2-8 (рис. 1) для стандартного атмосферного давления при отсутствии внешних отборов воздуха и гидропотерь на входе и выхлопе [4] дает для мощности в кВт при температуре выше 15 °C:

$$N_{\text{ГТП}0} = 9071,45 - 71,43t_0, \quad (1)$$

для эффективного КПД в процентах относительно атмосферной температуры t_0 в °C:

$$\eta_{\text{ГТП}0} = 31,5 - 0,0253t_0 - 4,03 \cdot 10^{-4} t_0^2 - 5,97 \cdot 10^{-6} t_0^3 \quad (2)$$

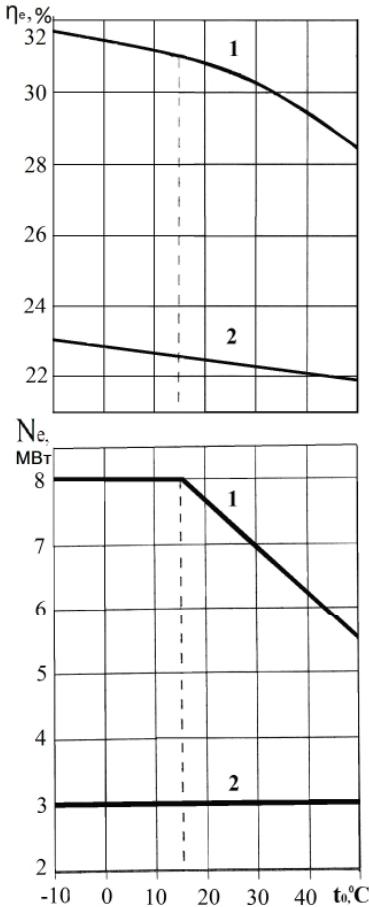


Рис. 1. Климатическая характеристика ГТП

При стандартных атмосферных условиях эффективный КПД составляет 31%, номинальная мощность 8000 кВт (линия 1 на рис. 1). Минимальная мощность этого ГТП 3 МВт (линия 2 на рис. 1).

Подобный характер имеют эти зависимости и для других ГТП семейства Д-336 и АИ-336.

Максимальная мощность при температурах окружающей среды (ОС) выше 15 °C снижается в связи с ограничением температуры газа перед ТВД. При фиксированной мощности ГТП обороты свободной турбины оказывают незначительное влияние на КПД и в задачах анализа термоэкономических показателей установок могут не рассматриваться.

В случае работы ГТП на частичных режимах эффективный КПД снижается. Данные испытаний приводятся, как правило, для параметров ISO. Их аппроксимация для ГТП АИ-336-2-8 дает:

$$\bar{\eta}_e = 0,361 + 1,21\bar{N}_e - 0,571\bar{N}_e^2, \quad (3)$$

где относительные КПД $\bar{\eta}_e$ и мощность \bar{N}_e определяются путем деления на соответствующую величину при номинальном режиме.

При других температурах воздуха на входе определить эффективный КПД ГТП на частичных режимах можно, используя параметры продуктов сгорания (ПС), данные о которых практически всегда присутствуют среди базовых характеристик ГТП в связи с широким использованием когенерационных схем. Температура $T_{\text{ПС}}$ и расход $G_{\text{ПС}}$ продуктов сгорания зависят от двух аргументов — температуры воздуха на входе и мощности ГТП (рис. 2).

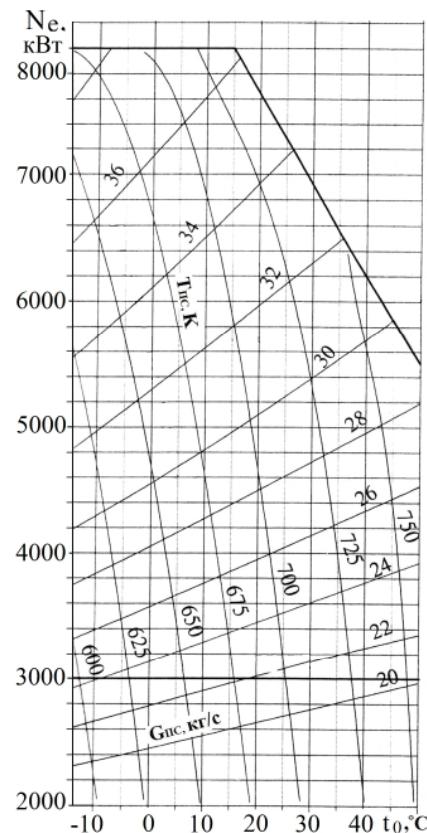


Рис. 2. Расход и температура продуктов сгорания

Эти двухпараметрические функции для ГТП АИ-336-2-8 при отсутствии потерь в газовоздушном тракте аппроксимировались полиномом вида:

$$Y = C_1 + C_2 \cdot N_e + C_3 \cdot t_o + C_4 \cdot N_e \cdot t_o + C_5 \cdot N_e^2 + C_6 \cdot t_o^2 + C_7 \cdot N_e^2 \cdot t_o + C_8 \cdot N_e \cdot t_o^2 + C_9 \cdot N_e^3 + C_{10} \cdot t_o^3 \quad (4)$$

При использовании температуры в градусах Цельсия и мощности в МВт коэффициенты для температуры продуктов сгорания T_{PC} , К:

$$\begin{aligned} C_1 &= 535,3; \quad C_2 = 50,71; \quad C_3 = 5,202; \\ C_4 &= -0,7084; \\ C_5 &= -8,257; \quad C_6 = -0,05146; \quad C_7 = 0,04792; \\ C_8 &= 4,07110^{-3}; \quad C_9 = 0,5710; \quad C_{10} = 3,88510^{-4}; \\ \text{для расхода продуктов сгорания } G_{PC}, \text{ кг/с:} \\ C_1 &= -0,4953; \quad C_2 = 10,97; \quad C_3 = -0,01748; \\ C_4 &= -0,02552; \quad C_5 = -1,168; \quad C_6 = 0,355810^{-3}; \\ C_7 &= 0,229010^{-2}; \\ C_8 &= -0,112510^{-4}; \quad C_9 = 0,04843; \\ C_{10} &= -0,108910^{-5}. \end{aligned}$$

Другие параметры получим, решая систему уравнений, базирующуюся на законах сохранения массы и энергии для ГТП в целом. С учетом тепловых потерь Q_{OC} в окружающую среду она имеет вид:

$$G_0 i_{B0} + G_{TG}(H_{TG} + i_{TG}) = G_{PC} i_{PC} + N_e + Q_{OC}, \quad (5)$$

$$G_0 + G_{TG} = G_{PC}, \quad (6)$$

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{TG} H_{TG}}. \quad (7)$$

Учитывая незначительную долю топлива и пренебрегая отличием теплоемкости продуктов сгорания и воздуха, для расчета подведенной теплоты получим выражение

$$G_{TG} H_{TG} = G_{PC} c_{pB}(t_{PC} - t_0) + N_e + Q_{OC} \quad (8)$$

При заданной мощности ГТП расход воздуха на входе в ГТП:

$$G_0 = G_{PC} - \frac{N_e}{\eta_e H_{TG}}. \quad (9)$$

В приведенных уравнениях N_e, η_e - мощность и КПД ГТП; H_{TG} - теплотворная способность топлива. Для природного газа, используемого в запорожском регионе, она составляет около 47,8 МДж/кг. Тогда при параметрах ISO расход природного газа для ГТП АИ-336-2-8 составляет около 0,54 кг/с или менее 1,5% расхода продуктов сгорания.

Таким образом, при заданной мощности ГТП и температуре воздуха на его входе для

расчета эффективного КПД и расхода циклового воздуха на частичных режимах работы необходимы значения тепловых потерь Q_{OC} в окружающую среду. Эти данные можно получить для режимов, где представлены значения эффективного КПД, решая систему уравнений (4), (7) и (8). Выполненные расчеты показали, что для ГТП АИ-336-2-8 эти тепловые потери в рабочем диапазоне мощностей могут быть приняты постоянными.

Наилучшие результаты при аппроксимации имеющихся экспериментальных данных по КПД получены для значения тепловых потерь 1080 кВт. В этом случае среднеквадратичное отклонение КПД, рассчитанного на основе параметров продуктов сгорания (4), от экспериментальных данных составляет менее 0,2%, а максимальное 0,37% абсолютных.

Вклад гидравлических потерь на входе и выхлопе ГТП характеризуется снижением мощности и эффективного КПД относительно режима без таковых. Для ГТП АИ-336-2-8 снижение мощности, приходящееся на 981 Па гидравлических потерь на входе в ГТП, аппроксимируется полиномом:

$$\Delta N_{BX} = 54,52 + 0,01285 N_0 - 3,08 \cdot 10^{-7} \cdot N_0^2 \quad (10)$$

Снижение мощности, приходящееся на 981 Па гидравлических потерь в выхлопном тракте ГТП АИ-336-2-8, аппроксимируется полиномом:

$$\Delta N_{VYX} = 50,0 + 0,00379 N_0 - 1,7857 \cdot 10^{-7} \cdot N_0^2, \quad (11)$$

Мощность и ее снижение даны в киловатах.

Уменьшение эффективного КПД в абсолютных процентах, приходящееся на 981 Па гидравлических потерь, представлено для входа и выхлопа ГТП АИ-336-2-8 единой зависимостью, которая аппроксимируется полиномом:

$$\Delta \eta_{BX} = 0,5533 - 7,1083 \cdot 10^{-5} \cdot N_0 + 4,0015 \cdot 10^{-9} \cdot N_0^2. \quad (12)$$

В приведенных соотношениях N_0 отвечает мощности ГТП без гиропотерь в газовоздушном тракте и отборов воздуха от компрессора.

Снижение мощности и эффективного КПД зависит не только от расхода отбираемого воздуха, но и от места отбора. Из существующих наиболее подходящим в ГТП АИ-336-2-8 является отбор воздуха для противообледенительной системы. При отборе до 0,5 кг/с воздуха зависимость для снижения мощности в кВт определяется как:

$$\Delta N_{DG} = -390 \cdot \Delta G, \quad (13)$$

а снижение КПД в абсолютных процентах как:

$$\Delta\eta_{DG} = -1,4 \cdot \Delta G. \quad (14)$$

Представленные результаты дают возможность сформировать целостную модель рабочего процесса ГТП, позволяющую, во-первых, определить параметры, необходимые для его интеграции с другими элементами энергостановки и, во-вторых, учесть их влияние на показатели ГТП. Из параметров циклового воздуха на входе для расчета характеристик ГТП на режиме максимальной мощности (см. рис. 1) используется только его температура. По ее величине определяются значения мощности (1) и эффективного КПД (2) базового (без гидропотерь и отборов) ГТП. Расход и температура продуктов сгорания определяются аппроксимациями (4). Потребляемая элементами энергостановки суммарная мощность при температурах выше 15 °C не должна превышать максимальную.

На режимах с частичной нагрузкой по заданным значениям температуры атмосферного воздуха и мощности ГТП находятся параметры продуктов сгорания (4). Далее при известной теплотворной способности топлива из соотношений (7), (8) и (9) рассчитываются эффективный КПД, расходы топливного газа и циклового воздуха на входе.

Для полученных значений расходов определяются гидравлические потери на входе и выхлопе, позволяющие скорректировать мощность и КПД на основе соотношений (10)...(12). При наличии отборов воздуха от компрессора ГТП дополнительные потери определяются соотношениями (13), (14).

Рассмотренный метод расчета параметров ГТП на режимах частичного нагружения применим и при работе на максимальной мощности. Но в этом случае следует учитывать ее ограничение (1) при высоких температурах, которое не вытекает из данных (4) по параметрам продуктов сгорания.

Заключение

В ГТП параметрами, определяющими его максимальную мощность и эффективный КПД, являются температура и давление воздуха на входе, противодавление на выходе со стороны газоотводящего тракта, а также расход и параметры отбираемого от компрессора воздуха. Базовые характеристики, предоставляемые производителем ГТП при его поставке, позволяют учесть соответствующие факторы и определить эти энергетические показатели.

Однако для их расчета на режимах частичной нагрузки нужны дополнительные характеристи-

ки. В работе для этого используются данные по расходу и температуре продуктов сгорания. Предложенный метод объединяет эти характеристики с базовой климатической характеристикой ГТП, полученной для стандартного атмосферного давления при отсутствии внешних отборов воздуха и гидропотерь на входе и выхлопе за счет аппроксимации значений тепловых потерь в окружающую среду.

При использовании постоянного значения тепловых потерь среднеквадратичная погрешность расчетного и экспериментального значений эффективного КПД не превышает 0,2% абсолютных. Ее уменьшение возможно при более детальном анализе закономерностей изменения тепловых потерь от мощности ГТП и температуры атмосферного воздуха.

Разработанный метод расчета энергетических параметров ГТП на основе базовых характеристик, предоставляемых производителем при поставке, учитывает влияние на рабочий процесс ГТП всех факторов, возникающих при его работе в составе энергостановки, в том числе на режимах с частичной нагрузкой. Простота и достаточная точность алгоритма позволяют использовать разработанный подход при оптимизации энергостановок с ГТП и режимов их работы при детальном учете условий эксплуатации, в том числе климатических.

Литература

- Халатов А.А. Современное состояние и перспективы использования газотурбинных технологий в тепловой и ядерной энергетике, металлургии и ЖКХ Украины [Текст] / А. А. Халатов, К. А. Ющенко // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 1. – С. 18-29.
- Анализ эффективности ГТП Д-336-2 с распылительной системой охлаждения циклового воздуха [Текст] / Ф. Г. Сорогин, Ю. Ф. Басов, П. Д. Жеманюк и др. // Газотурбинные технологии. – 2011. – №9. – С. 24-27.
- Епифанов С. В. Развитие принципов конвертирования авиационных ГТД с целью создания на их основе промышленного газотурбинного привода [Текст] / С. В. Епифанов, П. Д. Жеманюк, В. П. Парафейник, И. И. Петухов // Вестник двигателестроения. – 2007. - №3. – С. 70-76.
- 3380000000-06 ТУД - Технические условия на изготовление, приемку и поставку. Газотурбинный привод АИ-336-2-8. – 1997. - 42 с.
- Сорогин Ф. Г. К вопросу комплексной оценки эффективности ГТП с охлаждением циклового воздуха [Текст] / Ф. Г. Сорогин, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофимов, Ю. В. Шахов, И. И. Петухов // Авиационно-космическая

техника и технология – 2016. – № 4(131). – С.25-33.

6. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] /

С. В. Епифанов, Б. И. Кузнецов, И. Н. Богаенко и др. - Київ.: Техніка, 1998. - 312 с.

Поступила в редакцию 10.07.2017 г.

Ф.Г. Сорогін. Метод розрахунку енергетичних показників ГТП

Газотурбінні приводи (ГТП) широко використовуються в складі різних енергетичних установок і в різних кліматичних зонах. Обґрунтований вибір типу ГТП визначає необхідність детального обліку його енергетичних показників в конкретних умовах експлуатації енергоустановки. Подібна задача виникає і для конкретного типу ГТП при аналізі варіантів модернізації енергоустановки. Для її вирішення доцільно використовувати досить простий метод розрахунку енергетичних показників ГТП в цілому, придатний у всьому можливому діапазоні режимів роботи. При цьому час розрахунку основних параметрів ГТП має бути мінімальним, а метод універсальним з точки зору можливості застосування для інших ГТП. Такий метод сформований в даній роботі на основі базових характеристик, що надаються виробником при постачанні ГТП.

Ключові слова: газотурбінний привід, кліматична характеристика, часткове на-
вантаження, енергетична ефективність.

F.G.Sorogin. The gas-turbine drives energy factors calculation method

Gas turbine drives (GTD) are widely used in various power plants and in different climatic zones. The well-founded GTD type choice determines the need of its energy performance detailed accounting in the specific power plant operating conditions. A similar problem arises for the GTD specific type at the analysis of the power plant upgrading options. A fairly simple method for the whole GTD energy parameters calculating is expediently to use for solution of this problem for the entire possible operating modes range. In this case, the GTD main parameters calculating time should be minimal, and the method must be universal from the point of view of the possibility for other GTD application. Such method was formed in this work around the fundamental characteristics provided by the manufacturer at the GTD delivering.

Keywords: gas turbine drive; climatic characteristics, partial load, energy efficiency.

УДК 621.454.2

**О. В. ПИЛИПЕНКО¹, А. А. ПРОКОПЧУК², С. И. ДОЛГОПОЛОВ¹, Н. В. ХОРЯК¹,
А. Д. НИКОЛАЕВ¹, В. Ю. ПИСАРЕНКО², В. Н. КОВАЛЕНКО²**

¹*Институт технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного
космического агентства Украины, г. Днепр, Украина*

²*ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепр, Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПРОЦЕССОВ В МАРШЕВОМ ЖРД С ДОЖИГАНИЕМ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

Рассмотрены возможные причины потери устойчивости низкочастотных (до 50 Гц) динамических процессов в жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) с дожиганием генераторного газа. Показано, что для теоретического определения устойчивости ЖРД и выяснения природы его низкочастотных колебаний необходимо исследовать многосвязную динамическую систему «питающие магистрали – ЖРД». Изложен подход к решению этой задачи в линейной постановке, основанный на расчете спектра матрицы, представляющей собой оператор линейной динамической системы «питающие магистрали – ЖРД» и декомпозиции этой системы. Выполнено математическое моделирование низкочастотной динамики жидкостной ракетной двигательной установки (ЖРДУ), включающей перспективный маршевый ЖРД с дожиганием окислительного генераторного газа. Установлено, что исследуемая ЖРДУ устойчива. Показано, что учет кавитационных явлений в насосах ЖРД привел к существенному уменьшению собственных частот и декрементов колебаний жидкости в линиях питания окислителем и горючим. Определено, что низкочастотные динамические процессы в регуляторе расхода характеризуются относительно большими декрементами колебаний. Установлено, что исследуемая динамическая система чувствительна к значению времени пребывания газа в газогенераторе.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, турбонасосный агрегат, кавитация, регулятор расхода, устойчивость, собственные частоты и декременты колебаний, спектр матрицы.

Введение

При разработке жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) большие трудности может создавать неустойчивость рабочих процессов. Она проявляется в существенном возрастании амплитуд колебаний режимных параметров двигателя, сопровождающихся вибрациями элементов его конструкции, и может приводить к нарушению нормального функционирования отдельных систем ЖРД, поломке деталей агрегатов, обрыву трубопроводов и другим аварийным ситуациям. Опыт экспериментальной отработки ЖРД показывает, что потеря устойчивости двигателя может быть обусловлена различными причинами [1]. Так, низкочастотные колебания (с частотами до 50 Гц) могут быть обусловлены кавитационными явлениями в насосах ЖРД, неустойчивостью контура «двигатель – регулятор» или «турбонасосный агрегат – газогенератор», а на активном участке полета ракеты – неустойчивостью контура «ЖРД – корпус ракеты» [1 – 5]. Для устранения колебаний различной природы применяются

свои методы, поэтому диагностирование причин и определение параметров колебаний в ЖРД является основой для разработки эффективных средств их устранения.

Экспериментальная отработка мощных ЖРД требует значительных затрат, при этом определение причин неустойчивости ЖРД может оказаться весьма сложной задачей. Так, колебания давления на входе в насос ЖРД, которые наблюдаются при потере устойчивости в контуре «двигатель – регулятор», нередко трудно отличить от кавитационных [1]. Кроме того, если колебания, возникшие при потере устойчивости ЖРД при его стендовых испытаниях, имеют малые амплитуды и не приводят к нарушению нормального функционирования двигателя, то факт их существования можно установить только в результате специальных экспериментальных исследований. При работе ЖРД в составе ракеты амплитуды этих колебаний могут существенно увеличиться и превысить допустимый уровень [2]. Таким образом, при ограниченном объеме экспериментальных

исследований могут быть упущены режимы неустойчивой работы ЖРД, что впоследствии может привести к аварийным ситуациям. Исходя из изложенного, исследование устойчивости ЖРД методами математического моделирования является актуальной задачей, требующей своего решения при проектировании новых двигателей.

Целью данной работы является численное исследование устойчивости перспективного маршевого ЖРД с дожиганием окислительного генераторного газа и диагностирование причин возможных низкочастотных колебаний в двигателе.

Постановка задачи и концепция исследования

Анализ устойчивости перспективного маршевого ЖРД проводился на основе численного исследования линеаризованной математической модели динамической системы «питающие магистрали – ЖРД», описывающей низкочастотную динамику жидкостной ракетной двигательной установки (ЖРДУ). Разработанная модель представляла собой дифференциально-алгебраическую систему уравнений с запаздываниями:

$$\sum_{j=1}^N d_{ij} \delta \dot{x}_j(t) + b_{ij} \delta x_j(t) + c_{ij} \delta x_j(t - \tau_{ij}) = 0, \\ i = \overline{1, N}, \quad (1)$$

где x_j – физические переменные, используемые при описании динамических процессов в ЖРДУ;

δx_j – отклонение переменной x_j от ее номинального значения \bar{x}_j : $\delta x_j = x_j - \bar{x}_j$;

\dot{x}_j – производная по времени t : $\dot{x}_j = dx_j / dt$;

τ_{ij} – запаздывания, использующиеся при описании низкочастотной динамики газовых трактов ЖРД.

Устойчивость трактовалась как устойчивость по Ляпунову (в соответствии с теоремой о первом приближении). Для численного исследования устойчивости системы «питающие магистрали – ЖРД» с потенциально неустойчивыми подсистемами применялся метод [4, 6], основанный на декомпозиции системы и расчете корней ее характеристического уравнения. Этот метод позволяет выявлять неустойчивость процессов в ЖРДУ, обусловленную низкочастотными колебаниями различной природы, диагностировать причины их возникновения и определять параметры собственных колебаний.

Расчет корней характеристического уравнения системы (1) сводился к определению спектра матрицы. Для этого осуществлялась приближенная замена уравнений звеньев запаздывания $y(t) = x(t - \tau)$ обыкновенными дифференциальными уравнениями и численное преобразование полученной системы уравнений к форме Коши:

$$\delta \ddot{x}(t) = A \delta x(t). \quad (2)$$

где x – вектор переменных системы;

A – квадратная матрица ее коэффициентов, имеющая общий несимметричный вид.

Матрица A является оператором полученной линейной системы обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, а спектр ее собственных значений $\{\lambda_i\}$ есть не что иное, как корни характеристического уравнения системы (1).

Для расчета спектра собственных значений $\{\lambda_i\}$ матрицы A применялся QR-алгоритм.

В общем случае собственные значения матрицы A являются комплексными: $\lambda_i = -\alpha_i + j\omega_i$. Они определяют решение системы (1): колебательное движение каждой ее координаты x_s определяется суммой собственных колебаний, характеризующихся частотой ω_i , коэффициентом затухания α_i , амплитудой $c_i^{(0)} \beta_{i,s}$ и начальной фазой $\varphi_i + \chi_{i,s}$:

$$x_s = \sum_i c_i^{(0)} \beta_{i,s} \exp^{-\alpha_i t} \cos(\omega_i t + \varphi_i + \chi_{i,s}). \quad (3)$$

По этой причине собственные значения матрицы A , представляющей собой оператор линейной динамической системы, называют также комплексными собственными частотами затухающих (при $\alpha_i > 0$) или нарастающих (при $\alpha_i < 0$) колебаний этой системы. Положительные значения коэффициентов затухания колебаний $\alpha_i = -\operatorname{Re} \lambda_i$ являются признаком устойчивости системы и характеризуют быстроту затухания ее собственных колебаний с частотами $f_i = \omega_i / 2\pi$. В качестве показателя затухания колебаний рассматривался также параметр $\delta_i = \alpha_i / f_i$, аналогичный по форме представления логарифмическому декременту колебаний.

Для выяснения природы колебаний выполнялась декомпозиция системы по нескольким схемам.

Отметим, что для приближенной замены уравнений с запаздываниями обыкновенными дифференциальными уравнениями использовался подход [4], основанный на аппроксимации передаточной функции звена запаздывания $W_e(p\tau) = \exp(-p\tau)$ дробно-рациональной функцией

$$W_{m,\tilde{m}}(p\tau) = \frac{v_0 + v_1 p\tau + \dots + v_m (p\tau)^m}{u_0 + u_1 p\tau + \dots + u_{\tilde{m}} (p\tau)^{\tilde{m}}}, \quad (4)$$

где p – комплексная переменная оператора Лапласа при нулевых начальных условиях.

Эта функция выбиралась по двум критериям: устойчивость полинома в ее знаменателе; приемлемая точность аппроксимации частотной характеристики звена запаздывания и частотных характеристик (коэффициентов усиления) ЖРД в частотном диапазоне от 0 до 50 Гц при наименьшем по возможности порядке (m, \tilde{m}) этой функции.

Особенности математической модели

Рассматриваемый перспективный ЖРД представляет собой маршевый двигатель с турбонасосной системой подачи, выполненный по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа и имеющий тягу 250 тс. Упрощенная расчетная схема ЖРДУ, в состав которой входит этот двигатель, показана на рис. 1. Как видно из рис. 1, основной турбонасосный агрегат двигателя (ТНА) включает основной насос окислителя (НО), основной насос горючего (НГ), насос горючего 2-й ступени (НГ2) и турбину (Т). Перед основными насосами установлены бустерные насосные агрегаты, за насосом горючего 2-й ступени – регулятор расхода (РР). В газогенератор (ГГ) поступают жидкие компоненты топлива. Продукты газогенерации дожигаются в камере сгорания (КС). Для привода турбины, вращающей насосы окислителя и горючего, используются продукты сгорания топлива в ГГ. Отработанный газ сбрасывается в газовод (ГВ), откуда поступает в КС. Часть газа отбирается для газовой турбины (ТБНО), вращающей бустерный насос окислителя.

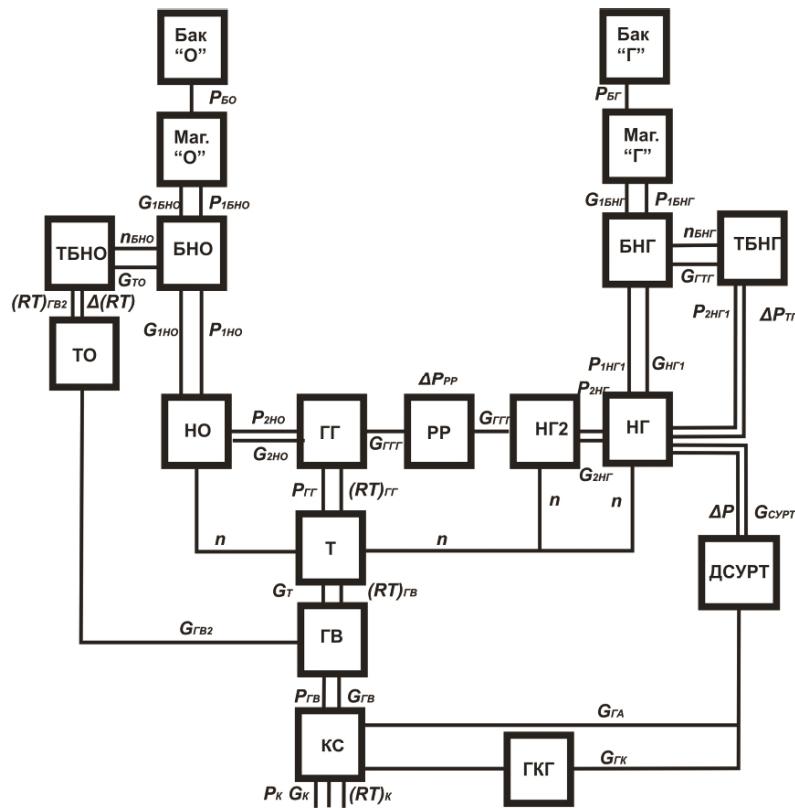


Рис. 1. Расчетная схема перспективного ЖРД с дожиганием окислительного генераторного газа:
бак «О», бак «Г» – топливные баки окислителя и горючего; маг «О», маг «Г» – питающие магистрали окислителя и горючего; БНО, БНГ – бустерные насосы окислителя и горючего; НО, НГ, НГ2 – основные насосы окислителя и горючего и насос горючего 2-й ступени; ТБНО, ТБНГ – турбины БНО и БНГ;
ТО – теплообменник; ГГ – газогенератор; РР – регулятор расхода; Т – турбина; ГВ – газовод;
КС – камера сгорания; ДСУРТ – дроссель системы управления расходом топлива; ГКГ – главный клапан горючего; р, G – давление и весовой секундный расход жидкого топлива или продуктов сгорания;
п – частота вращения вала ТНА; RT – работоспособность продуктов сгорания

Бустерный насос горючего (БНГ) приводится во вращение гидравлической турбиной (ТБНГ), рабочая жидкость для которой отбирается за выходом из основного насоса горючего.

При математическом моделировании низкочастотной динамики рассматриваемого ЖРД особое внимание уделялось следующим факторам.

Во-первых, насосы ЖРД обычно работают в режиме скрытой кавитации. Кавитационные явления в насосах приводят к существенному снижению собственных частот колебаний жидкости в питающих магистральях, а при неблагоприятном сочетании значений режимных и конструктивных параметров насосов могут возникнуть кавитационные автоколебания в системе питания ЖРД [2, 3]. В связи с этим динамика насосов рассматриваемого двигателя описывалась с учетом кавитационных явлений.

Во-вторых, источником низкочастотных колебаний в ЖРД может быть система регулирования: при неудачном выборе ее параметров возможна потеря устойчивости контура «двигатель – регулятор» [1]. Отметим, что регуляторные колебания в ЖРД могут возникать при недостаточно большом запасе устойчивости системы регулирования. Учитывая этот факт, для анализа устойчивости рассматриваемого ЖРД была разработана достаточно подробная модель динамики регулятора расхода горючего [7], использование которой позволяет не только диагностировать регуляторные колебания, но также исследовать возможности их устранения.

В-третьих, в ЖРД с дожиганием генераторного газа продукты газогенерации поступают в камеру сгорания, поэтому колебания режимных параметров газогенератора (давления, расхода, температуры) оказывают непосредственное влияние на давление в камере и тягу двигателя. Кроме того, в двигателях указанной схемы между колебаниями режимных параметров газогенератора и насосов двигателя возникает обратная связь, которая реализуется через частоту вращения вала ТНА. При определенных условиях обратная связь может усиливать колебания давления и расхода топлива в насосной группе двигателя и приводить к потере устойчивости контура «ТНА – ГГ». При теоретическом прогнозировании низкочастотных колебаний, обусловленных неустойчивостью контура «ТНА – ГГ», особую важность имеет учет запаздываний в математической модели динамики элементов газовых трактов ЖРД и, прежде всего, газогенератора [4].

При моделировании низкочастотной динамики гидравлических трактов ЖРДУ движение жидкости полагалось одномерным, а жидкость

– сжимаемой. Упругость стенок топливных магистралей учитывалась введением эквивалентной скорости звука в жидкости. Проточные части турбин и насосов, а также топливные магистрали, длины которых малы по сравнению с длиной акустической волны на частоте 50 Гц, моделировались конечными элементами, каждый из которых характеризовался активным сопротивлением, гидравлической массой и емкостью (напр., [8]).

Акустически длинная питающая магистраль окислителя моделировалась цепочкой элементов, каждый из которых представлял собой достаточно короткий участок этой магистрали. Необходимая точность описания волновых явлений обеспечивалась выбором количества участков, их длины и мест размещения емкостей в магистрали. Неустановившееся движение жидкого топлива в i -м участке гидравлического тракта ЖРДУ, рассматриваемого как система с сосредоточенными параметрами, описывалось следующими уравнениями:

$$\delta p_i = \delta p_{i+1} + I_i \frac{d(\delta G_i)}{dt} + R_i \delta G_i, \quad (5)$$

$$c_i \frac{d(\delta p_i)}{dt} = \delta G_i - \delta G_{i+1}, \quad (6)$$

где p_i , G_i и p_{i+1} , G_{i+1} – входное давление и весовой секундный расход компонента топлива на i -м и ($i+1$)-м участке гидравлического тракта;

c_i , I_i , R_i – эквивалентная сосредоточенная упругость, коэффициент инерционного сопротивления и линеаризованного гидравлического сопротивления i -го участка.

При описании низкочастотной динамики кавитирующих бустерных и основных насосов окислителя и горючего рассматриваемого двигателя использовалась гидродинамическая модель кавитирующих насосов ЖРД, разработанная в ИТМ НАНУ и ГКАУ академиком В.В. Пилипенко [3]. Эта модель включает уравнение динамики кавитационных каверн, уравнение баланса расходов в проточной части насоса и уравнение для определения давления на выходе из кавитирующего насоса:

$$\delta p_i = B_1 \delta V_{cav} + B_2 \delta G_i + B_1 T_{cav} \frac{d(\delta V_{cav})}{dt}, \quad (7)$$

$$\gamma \frac{d(\delta V_{cav})}{dt} + \delta G_i - \delta G_2 = 0, \quad (8)$$

$$\delta p_2 = (1 + m_h) \delta p_1 + s_h \delta G_2 - J_h \frac{d(\delta G_2)}{dt} + \eta_h \delta n, \quad (9)$$

где p_1 , G_1 , p_2 , G_2 – давление и весовой секундный расход на входе и выходе из насоса;

B_1 , B_2 , T_{cav} – кавитационная упругость, отрицательное кавитационное сопротивление и постоянная времени кавитационных каверн;

V_{cav} – объем кавитационных каверн в пропорциональной части насоса;

m_h , s_h – тангенс угла наклона кавитационной и, соответственно, напорной характеристики шнекоцентробежного насоса;

γ – удельный вес компонента топлива;

J_h – коэффициент инерционного сопротивления насоса;

n – частота вращения вала ТНА;

η_h – тангенс угла наклона зависимости напора шнекоцентробежного насоса от частоты вращения вала ТНА.

Уравнения динамики ротора ТНА представлялись в традиционном виде [8]

$$\frac{\pi}{30} J \frac{d(\delta n)}{dt} = \delta M_T - \sum_i \left(\delta M_{hi} - D_{hi} \frac{d(\delta G_{2hi})}{dt} \right), \quad (10)$$

где J – момент инерции ротора ТНА;

M_T – крутящий момент турбины;

M_{hi} – крутящий момент i -го насоса;

D_{hi} – коэффициенты, учитывающие инерционное сопротивление массы жидкости в пропорциональных частях насосов при ее поступательном движении;

G_{2hi} – расход компонента топлива на выходе из i -го насоса.

При построении математической модели низкочастотной динамики газовых трактов ЖРД принимают следующие общепринятые упрощения [1, 2, 8]. Камера сгорания, газогенератор и газовод рассматривались как элементы с сосредоточенными параметрами; процессы, протекающие в газовых трактах ЖРД, полагались адиабатическими; при описании динамических процессов в КС и ГГ использовалась простейшая модель горения, основанная на аппроксимации кривой выгорания и кривой переноса температур транспортным запаздыванием – единичными ступенчатыми функциями $\varphi_{выг}(t) = l(t - \tau)$ и $\varphi_{п}(t) = l(t - \tau')$ (здесь τ' – время пребывания газа на участке тракта, τ – время преобразования жидких компонентов в продукты сгорания).

В настоящей работе значения τ' и τ оценивались с использованием расчетно-теоретических и эмпирических формул (напр., [1, 8]).

С учетом принятых упрощений нестационарное неизотермическое адиабатическое движение газа в элементах газового тракта ЖРД описывалось в низкочастотном диапазоне дифференциально-алгебраической системой уравнений с запаздываниями. Структура этих уравнений одинакова для КС, ГГ и ГВ. Ниже приведены линейные уравнения в отклонениях, описывающие низкочастотную динамику газогенератора рассматриваемого ЖРД.

Рабочие процессы в газогенераторе описывались системой уравнений, включающей уравнения для определения давления в газовом тракте газогенератора p_{gg} с учетом запаздываний газообразования окислителя и горючего в газогенераторе; уравнения для определения работоспособности продуктов сгорания на входе в газовый тракт газогенератора $(RT)_{gg1}$ и на его выходе $(RT)_{gg2}$; уравнение для расхода газа на выходе из газогенератора:

$$\frac{d(\delta p_{gg})}{dt} = \frac{\kappa_{gg} RT_{gg}}{V_{gg}} [\delta G_{gg0}^* + \delta G_{ggT}^* - \delta G_T], \quad (11)$$

$$\delta G_{gg0}^* = \delta G_{gg0}(t - \tau_g), \quad (12)$$

$$\delta G_{ggT}^* = \delta G_{ggT}(t - \tau_g), \quad (13)$$

$$\delta(RT)_{gg1} - \frac{\partial(RT)_{gg}}{\partial k_{gg}^*} \cdot \begin{pmatrix} \delta G_{gg0}^* & - \\ \frac{\delta G_{gg0}}{G_{gg}} & \frac{\delta G_{ggT}^*}{G_{gg}^2} \end{pmatrix} = 0, \quad (14)$$

$$\delta(RT)_{gg2} = \delta(RT)_{gg1}(t - \tau'_{gg}), \quad (15)$$

$$\delta G_T + a_{T1} \delta(RT)_{gg2} + a_{T2} \delta p_{gg} + a_{T3} \delta p_{gb} = 0, \quad (16)$$

где p_{gg} , p_{gb} – давления в газовых трактах газогенератора и газовода;

G_{gg0} , G_{ggT} – весовые секундные расходы окислителя и горючего на входе в газовый тракт газогенератора;

G_{gg0}^* , G_{ggT}^* – весовые секундные расходы окислителя и горючего на входе в газогенератор с учетом запаздывания газообразования τ_{gg} ;

G_T – весовой расход газа через газогенератор;

$(RT)(k_{\text{tr}}^*)$ – зависимость работоспособности продуктов сгорания компонентов топлива (жидкий кислород – керосин) от соотношения компонентов топлива k_{tr}^* ;

κ_{tr} – показатель адиабаты в газогенераторе;

a_{t1} , a_{t2} , a_{t3} – коэффициенты, полученные после линеаризации уравнения для расхода газа на выходе из газогенератора.

V_{tr} – объем газового тракта газогенератора;

Для аппроксимации передаточных функций звеньев запаздывания с малыми запаздываниями ($\tau_{\text{kc}} = 0,0019 \text{ с}$, $\tau'_{\text{kc}} = 0,0017 \text{ с}$ и $\tau_{\text{tr}} = 0,0049 \text{ с}$) был выбран дробный ряд Тейлора 1-го порядка, для звеньев с большими запаздываниями ($\tau'_{\text{tr}} = 0,011 \text{ с}$, $\tau'_{\text{rb}} = 0,035 \text{ с}$) – ряд Паде 2-го порядка $P_{2,2}(\text{pt})$:

$$T_{0,1}(\text{pt}) = 1/(1 + p\tau) \quad (17)$$

$$P_{2,2}(\text{pt}) = (12 - 6p\tau + p^2\tau^2)/(12 + 6p\tau + p^2\tau^2). \quad (18)$$

Замене передаточной функции звена запаздывания функцией (17) и, соответственно, (18) соответствует замена уравнения звена запаздывания $y(t) = x(t - \tau)$ уравнением апериодического звена $\tau \cdot \dot{y} + y = x$ и дифференциальным уравнением 2-го порядка

$$\tau^2 \ddot{y} + 6\tau \dot{y} + 12y = \tau^2 \ddot{x} - 6\tau \dot{x} + 2x.$$

Линейная математическая модель низкочастотных динамических процессов в регуляторе расхода горючего рассматриваемого двигателя была получена путем линеаризации нелинейной математической модели, представленной в работе [7]. Эта модель включала уравнение движения подвижных частей регулятора расхода, уравнения движения жидкости в соответствующих гидравлических каналах регулятора расхода и уравнение баланса расходов в регуляторе расхода. Особенностью этой модели является использование эквивалентных коэффициентов линеаризованных гидравлических сопротивлений $R_A(\Delta p_{1PP})$, $R_B(\Delta p_{1PP})$, и характерной амплитуды движения золотника x_M , которые отражают основные нелинейности математической модели регулятора расхода (здесь Δp_{1PP} – амплитуда колебаний давления на входе в регулятор расхода). Они определяются из условия согласования частотных характеристик регулятора расхода, полученных по нелинейной и линейной моделям регулятора расхода [7].

Результаты математического моделирования

Расчет спектра линейного оператора динамической системы «питающие магистрали – ЖРД» показал, что данная система устойчива (все ее собственные значения $\lambda_i = -\alpha_i + j\omega_i$ расположены на комплексной плоскости слева от мнимой оси), а в частотном диапазоне от 0 до 50 Гц находятся семь ее собственных частот $f_i = \omega_i / 2\pi$, $i = 1, 7$. Низкочастотная часть спектра комплексных собственных частот колебаний исследуемой системы представлена на рис. 2. На этом рисунке показаны только шесть собственных значений λ_i , поскольку седьмое находится на большом удалении от мнимой оси ($\text{Re } \lambda_7 < -100$). Чёрными кружками изображены собственные значения, вычисленные с учетом запаздываний, белыми – без их учета.

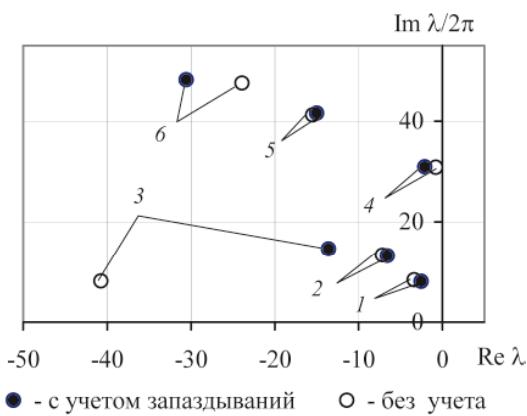


Рис. 2. Низкочастотная часть спектра комплексных собственных частот колебаний системы «питающие магистрали – ЖРД»:

Для диагностирования источников колебаний с низшими частотами $\omega_1, \dots, \omega_7$ выполнялась декомпозиция системы «питающие магистрали – ЖРД», при этом из нее выделялись подсистемы «питающая магистраль – насосы окислителя», «питающая магистраль – насосы горючего», «регулятор расхода горючего» и подсистема «ТНА – ГГ – КС», описывающая динамику ЖРД на участке от газогенератора до камеры сгорания и включающая в себя также основную турбину и газовод. В результате сравнительного анализа собственных частот и декрементов колебаний системы «питающие магистрали – ЖРД» и выделенных из нее изолированных подсистем было установлено, что колебания системы, характеризующиеся

комплексными собственными частотами λ_1 и λ_4 , «порождаются» подсистемой «питающая магистраль – насосы окислителя»; λ_2 и λ_5 – подсистемой «питающая магистраль – насосы горючего»; λ_3 – подсистемой «ТНА – ГГ – КС»; λ_6 – регулятором. На рис. 4 цифры 1 – 6 соответствуют индексам λ_i .

Как следует из этого рисунка, доминирующими являются комплексные собственные частоты λ_1 и λ_4 , которые находятся на наименьшем расстоянии от мнимой оси. Таким образом, динамические процессы в линии питания ЖРД окислителем оказывают наиболее существенное влияние на устойчивость и переходные процессы в рассматриваемой системе «питающие магистрали – ЖРД».

Результаты расчета параметров собственных колебаний этой системы без учета кавитации в насосах показали, что в этом случае ее собственные частоты и декременты колебаний, обусловленных колебаниями подсистем «питающая магистраль «О» – насосы», «питающая магистраль «Г» – насосы», имеют значительно большие значения. Так, значение f_1 увеличилось с 8 Гц до 11,5 Гц, δ_1 – с 0,316 до 0,638, а значения f_2 , f_4 , f_5 превысили 90 Гц и вышли за пределы рассматриваемого частотного диапазона.

Кроме того, учет запаздываний привел к уменьшению коэффициента затухания $\alpha_3 = -Re\lambda_3$ собственных колебаний системы, «порожденных» подсистемой «ТНА – ГГ – КС», почти в 3 раза.

Необходимо отметить, что в ЖРД с дожиганием генераторного газа время пребывания газа в газогенераторе τ'_{rr} может существенно повлиять на устойчивость низкочастотных процессов в двигателе [4], а при теоретической оценке величины запаздываний в уравнениях динамики газовых трактов ЖРД возможны значительные погрешности. В связи с этим были проведены численные исследования влияния запаздываний на параметры собственных колебаний системы «питающие магистрали – ЖРД». В результате этих исследований установлено, что по мере увеличения τ'_{rr} рассматриваемая система приближается к границе области устойчивости (годограф собственного значения λ_3 приближается к мнимой оси), и при увеличении τ'_{rr} на 70% система теряет устойчивость по отношению к колебаниям в контуре «ТНА – ГГ» (рис.3).

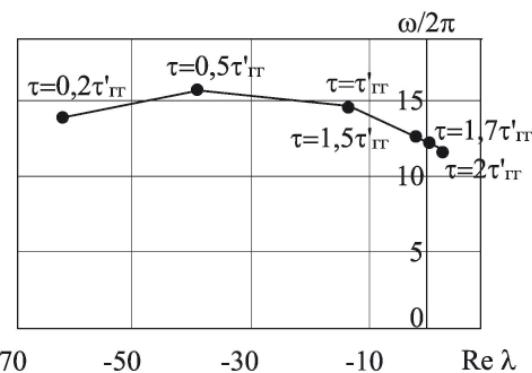


Рис. 3. Годограф комплексной собственной частоты λ_3 системы «питающие магистрали – ЖРД»

Анализ результатов расчетов показал, что величина запаздывания τ'_{rr} оказывает существенное влияние только на те собственные частоты и декременты колебаний системы «питающие магистрали – ЖРД», которые обусловлены колебаниями подсистемы ТНА – ГГ – КС. Этот вывод наглядно иллюстрируют зависимости, показанные на рис. 4 а, б.

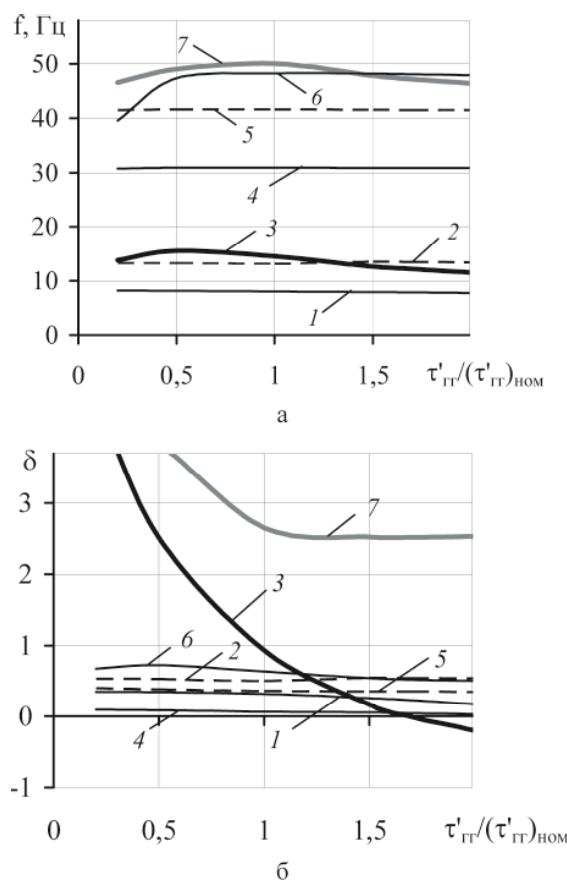


Рис. 4. Параметры собственных колебаний системы «питающие магистрали – ЖРД»:
а – собственные частоты; б – декременты

Нумерация кривых на этих рисунках соответствует нумерации точек на рис. 2. Цифрой 7 обозначены частоты и декременты колебаний, определяемые собственным значением λ_7 . Отметим, что колебания системы с собственной частотой $f_7 = |\operatorname{Im} \lambda_7| / 2\pi$ и декрементом $\delta_7 = -R\operatorname{e} \lambda_7 / f_7$, «порождаются» подсистемой «ТНА – ГГ – КС».

Запаздывания в уравнениях динамики КС практически не влияют на устойчивость системы «питающие магистрали – ЖРД», а влияние времени газообразования в газогенераторе $\tau_{\text{ГГ}}$ и времени пребывания продуктов сгорания в газоводе $\tau'_{\text{ГВ}}$ относительно невелико. Так, при увеличении $\tau'_{\text{ГВ}}$ в два раза коэффициент затухания колебаний α_3 уменьшился на 13%, а при двукратном уменьшении $\tau'_{\text{ГВ}}$ увеличился на 30%.

Заключение

Численное исследование устойчивости низкочастотных процессов в ЖРД и определение причин колебаний в двигателе является неотъемлемой частью работ при разработке ЖРД. Возможность реализации различных механизмов потери устойчивости рабочего процесса в ЖРДУ требует разработки достаточно подробной математической модели низкочастотной динамики ЖРД. В статье показано, что при моделировании низкочастотных процессов в ЖРД с дожиганием генераторного газа необходимо учитывать кавитационные явления в насосах, обратные связи между колебательными процессами в газогенераторе и насосах, неизотермичность процессов в газогенераторе и газоводах, временные задержки газообразования, динамические процессы в регуляторе расхода. В силу этих причин анализ устойчивости низкочастотных процессов в ЖРД сводится к численному исследованию устойчивости многоконтурной динамической системы «питающие магистрали – ЖРД» с потенциально неустойчивыми подсистемами «питающая магистраль окислителя – насосы окислителя», «питающая магистраль горючего – насосы горючего», «ТНА – газогенератор», «двигатель – регулятор расхода».

С учетом сформулированных выше требований выполнено математическое моделирование низкочастотной динамики перспективного маршевого ЖРД с дожиганием окислительного генераторного газа тягой 250 тонн. Для анализа устойчивости низкочастотных процессов и диагностирования причин низкочастотных колебаний в рассматриваемом ЖРД использован подход, основанный на расчете спектра собственных значений оператора линейной динамической системы

«питающие магистрали – ЖРД» и декомпозиции этой системы на изолированные подсистемы.

Установлено, что исследуемая динамическая система «питающие магистрали – ЖРД» является устойчивой. Определены ее собственные частоты и декременты колебаний. Показано, что низкочастотная часть спектра собственных частот колебаний этой системы содержит 7 частот, из которых две определяются динамическими процессами в линии питания ЖРД окислителем, две – в линии питания ЖРД горючим, две – в подсистеме «ТНА – газогенератор» и одна – в регуляторе расхода. Показано, что учет кавитационных явлений в насосах ЖРД привел к существенному уменьшению собственных частот и декрементов колебаний жидкости в линиях питания окислителем и горючим. Определено, что низкочастотные динамические процессы в регуляторе расхода характеризуются большими декрементами колебаний. Установлено, что рассматриваемая динамическая система «питающие магистрали – ЖРД» чувствительна к значению времени пребывания газа в газогенераторе: несмотря на то, что колебания, порождаемые динамическими процессами в подсистеме «ТНА – газогенератор» характеризовались относительно большим затуханием, при увеличении времени пребывания газа в газогенераторе в 1,7 раза система становится неустойчивой.

Результаты проведенных исследований будут использованы при отработке перспективного маршевого ЖРД с дожиганием генераторного газа.

Литература

1. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.Ф. Гликман. – М. : Машиностроение, 1989. – 296 с.
2. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты [Текст] / М. С. Натанзон. – М. : Машиностроение, 1977. – 208 с.
3. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания [Текст] / В.В. Пилипенко. – К. : Наукова думка, 1987. – 316 с.
4. Хоряк Н.В. Декомпозиция и анализ устойчивости динамической системы «питающие магистрали – маршевый ЖРД с окислительной схемой дожигания генераторного газа» по спектру матрицы: методические основы и приложение [Текст] / Н.В. Хоряк, А.Д.Николаев // Техническая механика. – 2007. – №1. – С. 28 – 42.
5. Беляев Е.Н. Математическое моделирование ЖРД [Текст] / Е.Н. Беляев, В.В. Черваков. – М. : МАИ, 2009. – 278 с.
6. Хоряк Н.В. Анализ устойчивости много контурной динамической системы «ЖРД – кор-

пус РН» по спектру матрицы: методические основы и приложение [Текст] / Н.В. Хоряк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9(45). – С. 87 – 91.

7. Долгополов С.И. Математическое моделирование низкочастотной динамики регулятора расхода жидкости при различных амплитудах гармонического возмущения [Текст] /

С.И. Долгополов, А.Д. Николаев // Техническая механика – 2017. – № 1. – С. 3 – 13.

8. Теория автоматического управления ракетными двигателями / Шевяков А.А., Калнин В.М., Науменкова Н.В., Дятлов В.Г. – М.: Машиностроение, 1978. – 287 с.

Поступила в редакцию 12.06.2017 г.

О.В. Пилипенко, О.О. Прокопчук, С.І. Долгополов, Н.В. Хоряк, О.Д. Ніколаєв, В.Ю. Писаренко, В.М. Коваленко. Математичне моделювання та аналіз стійкості низькочастотних процесів у маршевому РРД з допалиюванням генераторного газу

Розглянуто можливі причини втрати стійкості низькочастотних (до 50 Гц) динамічних процесів у рідинних ракетних двигунах (РРД) із допалиюванням генераторного газу. Показано, що для теоретичного визначення стійкості РРД і з'ясування природи його коливань є необхідним дослідження багатозв'язкової динамічної системи «живильні магістралі–РРД». Викладено підхід до вирішення цієї задачі в лінійній постановці, заснований на розрахунку спектра матриці, яка є оператором лінійної системи «живильні магістралі–РРД», і декомпозиції цієї системи. Виконано математичне моделювання низькочастотної динаміки рідинної ракетної двигунної установки (РРДУ), що містить перспективний маршевий РРД із допалиюванням окислювального генераторного газу. Показано, що досліджувана РРДУ є стійкою. Урахування кавітаційних явищ у насосах РРД привело до суттєвого зменшення власних частот і декрементів коливань рідини в лініях живлення окислювачем і пальником; динамічні процеси в регуляторі втрати характеристизуються великими декрементами коливань; система є чутливою до значення часу перебування газу в газогенераторі.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун, турбонасосний агрегат, кавітація, регулятор втрати, стійкість, власні частоти і декременти коливань, спектр матриці.

O.V. Pilipenko, O.O. Prokopchuk, S.I. Dolgopolov, N.V. Khoriak, O.D. Nikolayev, V.Yu. Pisarenko, V.N. Kovalenko. Mathematical modeling and stability analysis of low-frequency processes at main liquid-propellant rocket engine in an oxidizer rich staged combustion cycle

Possible reasons for the loss of stability of low-frequency (up to 50 Hz) dynamic processes in staged liquid-propellant rocket engines (LRE) are considered. It is shown that the theoretical determination of the LRE stability and clarify the nature of its low-frequency oscillations is necessary to investigate the multilinked dynamic system «feed lines - LRE». An approach to the solution of this problem is presented in linear formulation. The approach is based on the calculation of the spectrum of the matrix, which is an operator of the linear dynamic system «feed lines - LRE» and the decomposition of this system. The mathematical modeling of the low-frequency dynamics of the liquid rocket propulsion system inclusive the perspective staged LRE in an oxidizer rich combustion cycle. The investigated liquid rocket engine is stable. It is shown that taking into account cavitation phenomena in the LRE pumps led to a significant decrease in natural frequencies and decrements of fluid oscillations in the LRE feed lines. The low-frequency dynamic processes in the flow regulator are characterized by large decrements of oscillations. The dynamical system under investigation is sensitive to the value of the gas time delays in the gas generator.

Keywords: liquid-propellant rocket engine, dynamic system, low-frequency stability, natural frequencies, cavitation surge decrements, root locus.

B.B. НЕРУБАССКИЙ, Н.П. ВОЛОШИНА

АО «Элемент», Одесса, Украина

САУ FADEC – ТЕРМИНОЛОГИЯ, ИСТОРИЯ И СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ

Приводится краткая история развития систем управления авиационными двигателями – от простейших механических до современных цифровых электронных FADEC. Подробно описываются особенности САУ FADEC по сравнению с гидромеханическими системами, ее основные достоинства и недостатки. Дается описание термина FADEC, варианты интерпретации состава системы. Приводятся примеры серийных отечественных и зарубежных электронных САУ, оценивается их принадлежность к FADEC. Особое внимание уделено основным направлениям развития САУ FADEC, комментируются ключевые моменты каждого из направлений.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, система автоматического управления, FADEC, топливодозирующее устройство, распределенная САУ, исполнительный механизм, интеллектуальные датчики.

Введение

Системы автоматического управления (САУ) авиационными газотурбинными двигателями (ГТД) прошли длительный путь развития – от простейших механических устройств с центробежным регулятором частоты вращения до сложнейших компьютеризированных комплексов, объединяющих десятки датчиков и исполнительных механизмов. Уже более 25 лет доминирующим типом САУ ГТД в мире, причем как в военной, так и в гражданской авиации, стали системы FADEC (Full Authority Digital Engine Control).

FADEC, являясь электронной системой с программным управлением и цифровыми каналами приема/передачи информации, наиболее полно соответствует общей концепции интеграции всего оборудования ЛА (самолета, вертолета) в единый комплекс, обеспечивающий контроль за его пространственным положением на всех этапах полета, а также оптимизацию траектории в зависимости от конфигурации ЛА. FADEC, приходя на смену гидромеханическим САУ, позволила использовать такие законы управления и функции, которые ранее были недоступны или трудно реализуемы.

Большое разнообразие уже выполненных, серийно выпускаемых и эксплуатирующихся систем FADEC для различных типов авиационных ГТД, отсутствие подробной информации в связи с соображениями сохранения коммерческой тайны, а, иногда, недобросовестность некоторых разработчиков САУ и ГТД, авторов технических публикаций затрудняют однозначное понимание самого термина «FADEC», состава и конфигурации системы. Данная

статья является попыткой осмыслить историю, современное состояние и перспективы развития FADEC, а также оценить продукцию АО «Элемент» и других разработчиков САУ ГТД на предмет принадлежности к FADEC.

1. Краткая история развития FADEC

Непрерывное улучшение характеристик и расширение области полетных режимов авиационных двигателей влекло за собой усложнение алгоритмов и законов управления.

Изначально САУ состояла из простых механических связей – рычагов, физически подключенных к двигателю. Перемещая эти рычаги, пилот или бортинженер мог управлять расходом топлива, мощностью и многими другими параметрами двигателя. Один из первых централизованных гидромеханических агрегатов САУ появился в Германии в годы II мировой войны: поршневой авиационный двигатель BMW-801 был оснащен устройством Kommandoerget, объединившим все управляемые элементы в один рычаг.

Подобные САУ стали основными и для авиационных ГТД, достигнув к началу 1970-х годов очень высокой степени сложности. Так, гидромеханическая САУ ТРДД Pratt&Whitney JT9D-3 состояла более чем из 2100 деталей и занимала объем 28 дм³. Сложность таких систем заставляла идти разработчиков ГТД на технические компромиссы, результатом которых было некоторое увеличение удельного расхода топлива, снижение срока службы двигателя, особенно его горячих частей.

Появление более сложных ГТД с высокими параметрами термодинамического цикла и большим количеством регулируемых элементов

привело к усложнению законов управления и ужесточению требований по точности. В ответ на это в 1960-х годах появились электронные аналоговые САУ, не получившие широкого распространения из-за того, что электронные лампы не выдерживали условий работы на двигателях. Единственной такой системой, доведенной до серийного производства, стала САУ ТРДФ Rolls-Royce/SNECMA Olimpus 593 для сверхзвукового пассажирского самолета Concorde. Интересной особенностью этой системы, предвосхитившей появление более поздних цифровых систем, был отказ от резервной гидромеханической системы.

Повышение требований к экономичности ГТД в связи с топливным кризисом 1970-х годов, а также появление сверхминиатюрных твердотельных элементов в виде больших интегральных схем заставили вернуться к работам по электронным САУ, но уже в цифровом исполнении.

Сначала появились так называемые «супервизорные» САУ с «ограниченной ответствен-

ностью», в которых электроника выполняла функции надсистемных ограничителей и корректоров. При этом упрощенная гидромеханическая часть оставалась. Такими системами оснащались двигатели Rolls-Royce RB211-524, RB211-535C, General Electric CF6-80, украинские Д-18Т, Д-36, Д-136.

Дальнейшим шагом стала разработка цифровой САУ с «полной ответственностью» — FADEC. В 1983 г. в эксплуатацию поступил пассажирский самолет Boeing 757 с ТРДД Pratt&Whitney PW2000, впервые оснащенными FADEC. Первым военным двигателем с FADEC стал ТРДД Pratt&Whitney F100-PW-229.

За прошедшие годы сменилось несколько поколений FADEC (таблицы 1 и 2), однако точно определить, чем они отличаются, оказалось сложной задачей. Например, известно, что FADEC 2 получила дополнительные функции (контроль технического состояния и диагностика двигателя, активное охлаждение электронных компонентов), а вычислительная мощность FADEC 3 по сравнению с FADEC 2 увеличилась на порядок.

Таблица 1

Этапы развития FADEC на самолетах фирмы Airbus

Модель двигателя	Поколение FADEC	Тип самолета
CF6-80C2	FADEC 1	A300-600
CF6-80E	FADEC 2	A330
CFM56-5A	FADEC 1	A320
CFM56-5B	FADEC 1 & 3	A318, A319, A320, A321
CFM56-5C	FADEC 2	A340
GP7200	FADEC 3	A380
LEAP-1A	FADEC 3	A320Neo
TP400-D6	FADEC 3	A400M

Таблица 2

Этапы развития FADEC на самолетах фирмы Boeing

Модель двигателя	Поколение FADEC	Тип самолета
CF6-80C2	FADEC 1	747-400, 767, MD11
PW2000	FADEC 1	757
CFM56-7B	FADEC 2 & 3	737NG
GE90-94B	FADEC	777-200/300
GE90-115B	FADEC 3	777-200ER/300ER
GEnx-1B	FADEC 3	787
GEnx-2B	FADEC 3	747-8
LEAP-1B	FADEC 3	737MAX

2. Особенности FADEC

Применение САУ FADEC обеспечивает снижение затрат не только эксплуатантам, но и разработчикам ГТД. Такие системы проще и легче гидромеханических, их гораздо легче совершенствовать, отслеживая модификации данного типа двигателя на протяжении всего срока его службы. Совершенствование гидромеханической САУ является дорогостоящим процессом, которое может быть оправдано только значительным улучшением характеристи-

стик двигателя. При проведении исследований с целью получения оптимальных характеристик двигателя не требуется изменения аппаратуры FADEC, а необходимо только изменение программного обеспечения (ПО). Это позволяет исследовать любые возможности улучшения характеристик двигателя, какими бы незначительными они ни были. Например, отмечалось, что при доводке ТРДД Pratt&Whitney PW2000 незначительные модификации проводились за 1-2 дня, а полное изменение ПО управления проводилось за 7 дней. Кроме того, электрон-

ная цифровая САУ позволяет значительно сократить программу испытаний двигателя и программу испытаний самолета с данным двигателем.

Как и любая сложная система, FADEC имеет свои положительные особенности и «узкие места».

Преимущества FADEC:

- увеличение числа обрабатываемых параметров;
- улучшение топливной экономичности двигателя за счет повышения точности поддержания параметров и оптимизированных законов управления;
- автоматическая защита от превышения предельных параметров;
- повышенная безопасность за счет избыточности (два независимых канала) и встроенной системы контроля (Built-in Test);
- облегченное управление двигателем с гарантированной величиной тяги (мощности);
- улучшенное взаимодействие с экипажем;
- автоматический запуск и восстановление работы двигателя;
- облегченная интеграция с электронными системами ЛА;
- обеспечение контроля технического состояния и диагностика двигателя;
- снижение массы САУ;

Недостатки FADEC:

- отсутствие аварийного ручного управления приводит к остановке двигателя при полном отказе САУ;
- отсутствие аварийного ручного управления делает невозможным изменение режима работы двигателя при «зависании» САУ;
- большие затраты времени на разработку и валидацию системы;
- невозможность превышения ограничений в случае необходимости.

Высокая надежность САУ FADEC обусловлена ее достоинствами и длительным опытом доводки как программной, так и аппаратной частей. Вышеуказанные недостатки проявляются редко, но все же встречаются. Так 9 мая 2015 г. произошла катастрофа опытного самолета Airbus A400M при взлете в Севилье (Испания) по причине отказа компьютеров FADEC на трех из четырех двигателей. Директор по стратегическому развитию компании Airbus Маруан Лахуд сообщил СМИ, что на упавшем самолете было «неправильно установлено ПО для управления двигателями». Как говорится, – комментарии излишни!

3. Определение термина FADEC, вариации на тему FADEC и состав системы

В большинстве литературных источников дается достаточно однозначное определение

термина FADEC [2, 4]. FADEC – цифровая система управления двигателем с «полной ответственностью». «Полная ответственность» предполагает отсутствие какой-либо возможности «ручного» влияния на двигатель, т.е. все действия по обработке параметров, в том числе задание режима работы пилотом, и выдаче управляющего воздействия осуществляются компьютером.

Ядром FADEC является управляющий электронный блок или компьютер системы, который может называться EEC (Electronic Engine Controller), ECU (Engine Control Unit) или DECU (Digital Engine Control Unit). Это определяется исключительно традициями разработчика двигателя, например фирма General Electric предпочитает использовать аббревиатуру ECU, а Pratt&Whitney – EEC. EEC или ECU не являются FADEC, а лишь ее компонентом.

Другим компонентом FADEC являются источники информации: сигнал положения РУД, самолетные и двигательные датчики, сигналы обратной связи от исполнительных механизмов.

FADEC выдает управляющие сигналы на топливодозирующее или управляющее гидромеханическое (иногда – электрогидравлическое или гидропневматическое) устройство. Последнее может называться FMU (Fuel Metering Unit) или HMU (HydroMechanical Unit) в зависимости от предпочтений разработчика двигателя. Силы, действующие на клапаны перепуска воздуха или поворотные лопатки статора компрессора, обеспечиваются путем использования давления топлива или воздуха. Клапаны управления гидравлической части системы могут централизованно размещаться в блоке HMU или на индивидуальных приводах вместе с блоком FMU в системе распределения топлива. Централизованный вариант расположения применяется в двигателях фирм General Electric и CFMI. Децентрализованный вариант, где сервоклапаны расположены на индивидуальных приводах, используется в двигателях фирм Pratt&Whitney, IAE и некоторых двигателях фирмы Rolls-Royce. Все остальные элементы, контролируемые FADEC, относятся к другим системам двигателя, таким, как воздушная система или система зажигания.

Важной особенностью электропитания электронных компонентов FADEC является наличие отдельного генератора переменного тока, размещенного на коробке приводов двигателя. Существует и альтернативное электропитание от электросистемы самолета. Однако, имея собственный электрогенератор, FADEC является независимой от этой электросистемы при нормальной работе. В случае отказа электро-

системы самолета такой отказ не повлияет на работу двигателя.

Если все-таки предусмотрено ручное управление двигателем, то такая САУ называется ЕЕС или ECU.

Большая часть вышесказанного относится к одному из основных вариантов интерпретации термина «FADEC» и состава системы. Однако существует и другой распространенный вариант [1], когда под FADEC подразумевают ЕЕС или ECU в комплекте с датчиками – по мнению одного из авторов, и топливодозирующими элементами FMU или HMU и сервоприводами – по мнению второго автора.

Еще больший разнобой в термин «FADEC» вносит анализ описаний и конфигураций существующих электронных САУ. С зарубежными системами все выглядит более-менее благополучно, т.е. САУ известных гражданских ТРДД PW2000, PW4000, CFM-56-5/7, CF-34-8/10, CF6-80C2/E, GE90, V2500, Trent 500/700/800/900/1000 являются «настоящими» FADEC. Это же относится и к САУ ТРДД SaM-146, имеющей французское происхождение.

Но, например, известные российские разработки - ЭСУ-436 (двигатель Д-136-148), РЭД-90 (ПС-90А) - не являются FADEC, т.к. имеют резервную систему управления. Это же относится и к нашим отечественным САУ: РДЦ-450М (АИ-450М) и БУК-500 (МС-500). При этом для таких систем часто используется термин «САУ типа FADEC».

Более того, на просторах Internet авторам попалась статья, в которой САУ ТВГТД PW200, имеющая только один канал и резервную гидромеханическую часть, также называлась FADEC!

4. Перспективы развития FADEC

Развитие и совершенствование FADEC идет по нескольким пересекающимся направлениям. В последние годы наиболее перспективными считаются следующие:

а) переход от существующей централизованной к децентрализованной (распределенной) архитектуре системы [5].

Использование интеллектуальных датчиков и исполнительных механизмов, шин передачи данных и концентраторов данных, разделение функций между распределенными на планере ЛА и двигателе блоками FADEC позволит повысить надежность, уменьшить массу за счет уменьшения количества разъемов и сокращения длины кабельных сетей, упростить модернизацию системы, сократить сроки проектирования и освоения производства;

б) использование открытой архитектуры и создание «универсальной» FADEC (Universal

FADEC - UF) модульной конфигурации [3].

Применение унифицированных блоков питания и каналов передачи данных, реконфигурируемых модулей ввода/вывода, сменных и взаимозаменяемых модулей позволит существенно упростить и удешевить разработку и модификацию системы, улучшить ее адаптируемость к различным типам двигателей;

в) широкое использование в составе САУ высокоуровневых математических моделей реального времени, встроенных как в структуру законов управления двигателем, так и в схемы обнаружения неисправностей электронных компонентов и узлов двигателя.

Создание высокопроизводительных микропроцессоров сделало возможным «встраивать» нелинейные поузловые термогазодинамические модели ГТД в состав САУ. При этом появляется возможность управлять двигателем по расчетным параметрам, непосредственно характеризующим рабочий процесс в двигателе, но недоступным для измерения (запасы газодинамической устойчивости компрессоров, температура газа в камере сгорания, тяга двигателя и др.). Другой областью применения «бортовых» математических моделей – это компенсация отказов датчиков параметров рабочего процесса в двигателе и параметров, характеризующих режим полета.

Заключение

Приведенный, далеко не полный обзор разнообразия взглядов на FADEC не способствует формированию однозначного понимания состава этой системы – даже у авторов статьи мнения не всегда совпадают. Решать данную проблему необходимо на законодательном уровне с привлечением FAA, EASA, ГАСУ, АР МАК и других государственных и межгосударственных структур. Первые шаги в этом направлении уже сделаны [2].

Считаем целесообразным для выработки единого понимания привлечь к обсуждению ученых и ведущих специалистов авиадвигателестроения и по его результатам обратиться в ГАСУ и Национальный орган стандартизации с предложением разработать стандарт, определяющий термин, состав, функции САУ FADEC.

Литература

1. Kumar N. Full Authority Digital Engine Control (FADEC) [Text] / Nikhil Kumar C., Shravan Kumar // International Journal of Emerging Trends in Science and Technology. JETST- Vol. 02, Issue 10, 2015. – p. 3298-3302.
2. US Department of Transportation. Federal Aviation Administration. Advisory Circular 33.28-3. ANE-111. 5/23/14.

3. Behbahani A. Achieving AFRL universal FADEC Vision with open architecture addressing capability and obsolescence for military and commercial applications [Text] / Alireza R. Behbahani // Air Force Research Laboratory/ Wright-Patterson Air Force Base, OH 45433-7251. November 2006.
4. Propulsion - Avionics. Jet Engine Configuration. FADEC. Book 1, Module 14. B2 14.1 Issue 2 22. – 62 p.
5. Culley D. The Need and Challenges for Distributed Engine Control [Text] / Dennis Culley // NASA Glenn Research Center. Cleveland, Ohio. ASME Turbo Expo 2013. June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, US

Поступила в редакцию 14.06.2017 г.

В.В. Нерубаський, Н.П. Волошина. САУ FADEC – термінологія, історія та сучасний стан

Наводиться скрочена історія розвитку систем керування авіаційними двигунами - від найпростіших механічних до сучасних цифрових електронних FADEC. Детально описуються особливості САУ FADEC у порівнянні з гідромеханічними системами, її основні переваги та недоліки. Дається опис терміна FADEC, варіанти інтерпретації складу системи. Надаються приклади серійних вітчизняних і зарубіжних електронних САУ, оцінюється їх належність до FADEC. Особливу увагу приділено основним напрямам розвитку САУ FADEC, коментуються ключові моменти кожного з напрямків.

Ключові слова: газотурбінний двигун, система автоматичного керування, FADEC, паливоподаючий пристрій, розподілена САУ, виконавчий механізм, інтелектуальні датчики.

V.V. Nerubaskiy, N.P. Voloshina. FADEC – terminology, history and modern state

A brief development history of aircraft engines control systems is given - from the simplest mechanical to modern digital electronic FADEC. The features of the FADEC automatic control system in comparison with hydromechanical systems, its main advantages and disadvantages are described in detail. The description of the FADEC term, variants of the interpretation of the composition of the system is given. Examples of serial domestic and foreign electronic control systems are given, their relevance to FADEC is assessed. Particular attention is paid to the main directions of the FADEC development; the key points of each of the directions are documented.

Key words: gas turbine engine, automatic control system, FADEC, fuel metering unit, distributed automatic control system, actuator, intelligent sensors.

УДК 004.942 : 629.4.001.4

В.Ф. МИРГОРОД¹, Е.В. ДЕРЕНГ²

¹АО «Элемент», Одесса, Украина

²Институт проблем моделирования в энергетике им. Г.Е Пухова, Киев, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕФОРМАЦИИ ДРОССЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рассмотрена задача оценки технического состояния газотурбинных двигателей силовых установок авиационного применения по данным регистрации термогазодинамических параметров в длительной эксплуатации. Предложен подход к получению данных о техническом состоянии на основе выделения трендов отклонений от заданных дроссельных характеристик и последующей их оценки относительно переменных на режимах полей допусков. Выполнено тестирование предложенного подхода, на примере ГТД маршевой двигательной установки. Установлена возможность повышения надежности оценки технического состояния за счет совместного анализа трендов отклонений от полей допусков. Предлагается полиномиальная аппроксимация границ допусков деформации дроссельных характеристик. Разработано программно-алгоритмическое обеспечение для реализации предлагаемого подхода.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностики, диагностическая модель, трендовый анализ, запас газодинамической устойчивости.

Введение

Проблема перевода силовых установок (СУ) на основе газотурбинных двигателей (ГТД), на стратегию эксплуатации по техническому состоянию (ТС), поставленная еще в начале века, в настоящее время еще далека от своего решения как за рубежом, так и в отрасли национального газотурбостроения. Даже в нормативных документах, в частности ISO 3977-9:1999 Gas turbines, нормы, регламентирующие мониторинг ТС, имеют лишь рекомендательный характер (п.4.4.1 «Контроль (мониторинг) состояния: По требованию заказчика изготовитель может предоставить систему мониторинга технического состояния, позволяющую детально отслеживать необходимую информацию; периодичность мониторинга; методы обработки информации, прогноза и/или диагностики возможных отказов, ухудшения характеристик или необходимости в ТО (например, трендовый анализ)». Существенная затратность внедрения эксплуатации по ТС сдерживает ее реализацию, как и ряд других причин технологического и организационного характера. Одной из таких причин, на наш взгляд, является неочевидность связи с безопасностью полетов, поэтому вопросы эксплуатации по ТС не нашли еще должного отображения в АП. Один из факторов, влияющих на безопасность полетов, является критическое снижение запасов ГДУ вследствие деградации дроссельных

характеристик (ДЧ) в процессе эксплуатации ГТД. Поэтому важной научно-практической задачей является установление связи между изменениями ДЧ в процессе эксплуатации ГТД и изменением запасов его ГДУ.

1. Формулирование проблемы

Применению методов прикладной статистики к анализу временных рядов, образованных параметрами регистрации ТСГТД, посвящено значительное число публикаций [1,2,3]. Фундаментальные основы методов трендового контроля, применительно к БСКД, изложены в монографии [1] и ряде диссертационных исследований школы проф. Епифанова С.В. (ХАИ).

Значительный вклад в развитие таких методов на основе построения диагностических моделей внесли работы Егорова И.В. (ЦИАМ) [4]. Для решения поставленных задач, в работах проф. Добрянского В.Г. и его учеников развиваются методы нелинейного регрессионного анализа. Предлагаемые методики диагностирования ТС являются весьма совершенными, в частности, учитывают индивидуальные характеристики конкретного экземпляра ГТД, и уже нашли отражение в РЭ для СУ наземного применения. Следуя [4] и [5,6,7], окончательное решение по диагностической ситуации рекомендуется принимать по диаграмме совместных трендов.

Целью работы является построение эмпирической модели, связывающей деградацию ДЧ ГТД в процессе эксплуатации с изменением запасов его ГДУ.

2. Решение проблемы

Объектом исследования являются процессы изменения совокупности параметров ГТД в долговременной эксплуатации.

Предметом настоящего исследования являются математические модели связывающей деградацию ДЧ ГТД в процессе эксплуатации с изменением запасов его ГДУ.

Применяемый метод диагностирования состоит из последовательно реализуемых следующих этапов [3,5]: приведение термогазодинамических параметров ГТД к стандартным атмосферным условиям, построение индивидуальных диагностических моделей по данным стендовых испытаний и эксплуатации в виде нелинейных регрессионных зависимостей, выделение трендов отклонений с учетом диагностических моделей: факторный анализ трендов отклонений, сингулярный трендовый анализ отклонений от диагностических моделей, оценка характера остаточных отклонений после выделения трендов.

Существенными особенностями предлагаемой в данной работе методики является тот факт, что для конкретизации результатов трендового анализа рассматривается тренд отклонений от ДХ, который затем переносится на ее плоскость для установления факта и характера деформаций.

На следующем этапе деформация ДХ отображается на характеристики КВД для установления факта и характера снижения запасов ГДУ.

Предлагаемая информационная технология заключается в следующем:

- формируются выборки (временные ряды) исследуемых параметров ГТД (обороты турбин, давление за компрессором), и параметров внешних условий (температура и давление на входе) на стационарных режимах (взлет, МКР и т.д.);

- выполняется приведение термогазодинамических параметров (ТГДП) ГТД к стандартным атмосферным условиям: давление и температура заторможенного потока на входе T_{bx} , P_{bx} , и в результате образуются вектор временных рядов приведенных параметров ГТД: \vec{y}_{tr} .

- отсчеты приведенных ТГДП сравниваются с расчетными (либо полученными при стендовых испытаниях данного экземпляра двигателя) по дроссельным характеристикам (ДХ), которые являются СХ исследуемого объекта,

для каждого значения режимного параметра s , по которому регулируется двигатель (степень повышения давления, обороты турбины высокого давления, расход топлива и т.п.) $\vec{y}^n(s, T_{bx}, P_{bx})$.

- если информация о ДХ отсутствует, такие данные следует получить путем полиномиальной аппроксимации искомых зависимостей непосредственно по данным измерений.

- в результате должны быть получены временные ряды отклонений ТГДП от диагностической модели (ДМ) нормального состояния ГТД:

$$\Delta \vec{y} = \vec{y}_{tr} - \vec{y}^n(s, T_{bx}, P_{bx}).$$

- получаемые временные ряды отклонений от ДМ подвергаются скалярному или многомерному трендовому анализу согласно [6,7,8].

- выделенные по группам полетных циклов участки трендов переносятся на плоскость ДХ.

- деформация ДХ отображается на характеристику КВД и выполняется оценка изменения запасов ГДУ.

Идея настоящего исследования состоит в том, что первоначально формируется тренд отклонений степени повышения давления от ДХ (рис. 1), который затем переносится на ее плоскость, аппроксимируется семейством зависимостей [9] по группам полетных циклов или наработке (рис. 2). Исследуемый двигатель регулировался по оборотам ТВД. Данные приведены для взлетного режима.

Типовая характеристика высоконапорного КВД [10] представлена на рис.3.

Результат отображения деформации ДХ в процессе эксплуатации ГТД на характеристику КВД приведен на рис.4. Там же приведены линии GDU запасов ГДУ в начале и на финишном участке эксплуатации и линия LRR рабочих режимов.

Типовые характеристики КВД подвергались полиномиальной аппроксимации и конформному преобразованию для получения промежуточных характеристик по оборотам ТВД.

Как это следует из результатов анализа и приведенных иллюстраций, смещение ДХ двигателя в процессе эксплуатации по степени повышения давления приводит к смещению и деформации напорных веток КВД в направлении уменьшения запасов ГДУ при поддержании неизменными оборотов турбины высокого давления. Анализ выполнен для взлетного, крейсерского режимов и режима 0,5 МКР.

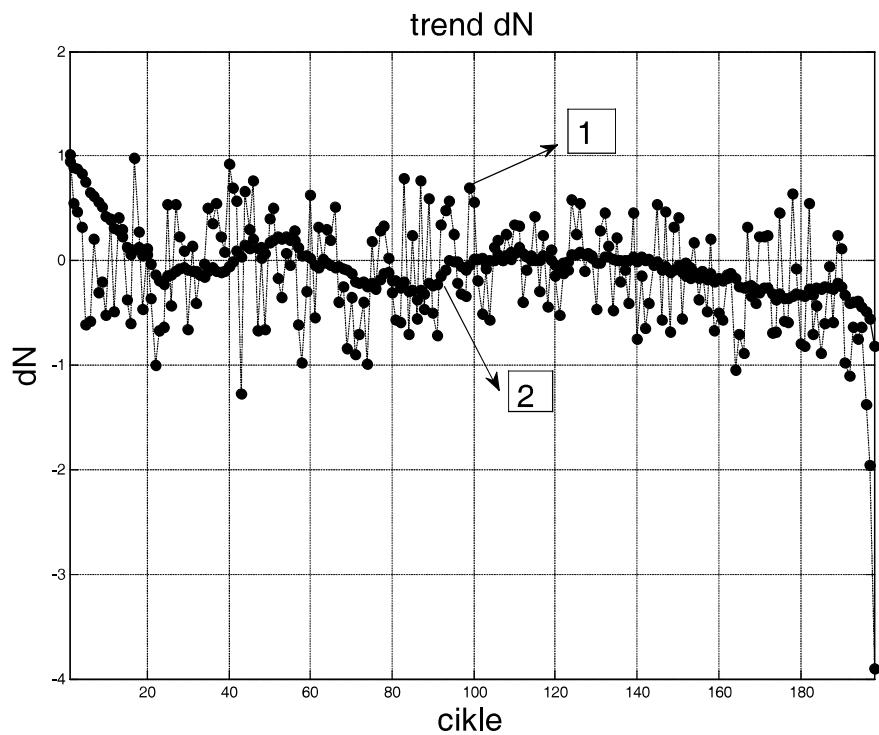


Рис. 1. Выборка отклонений степени повышения давления от ДХ – 1 и ее тренд – 2

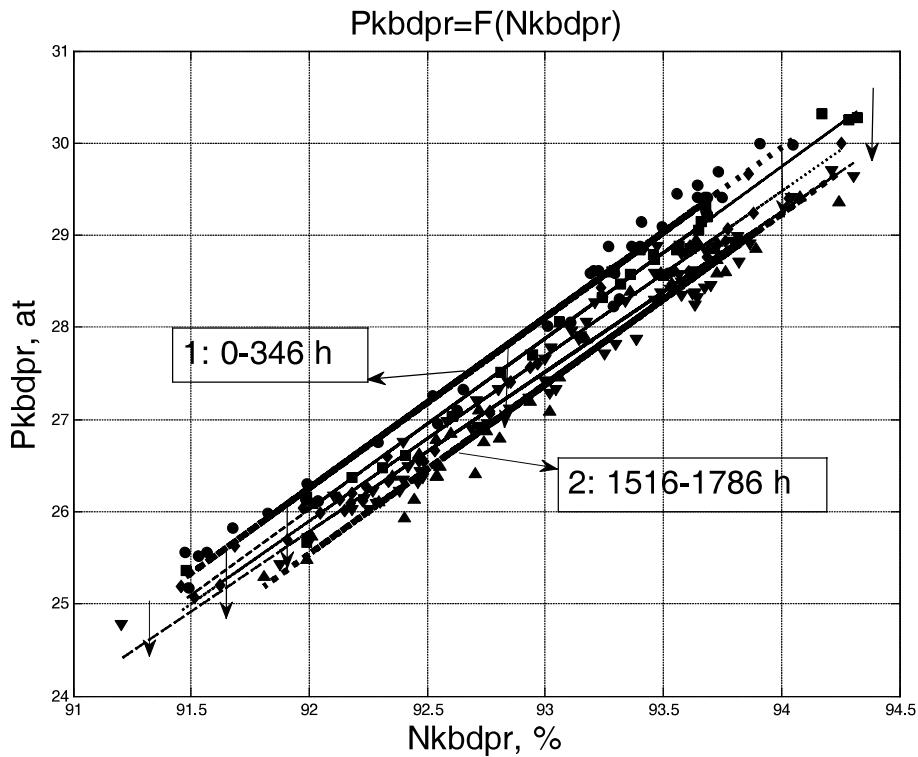


Рис. 2. Деформация (смещение) номинальной ДХ в процессе эксплуатации ГТД: 1 – начальный период эксплуатации (0-346) часов наработки, 2 – финишный период (1516-1786) часов наработки

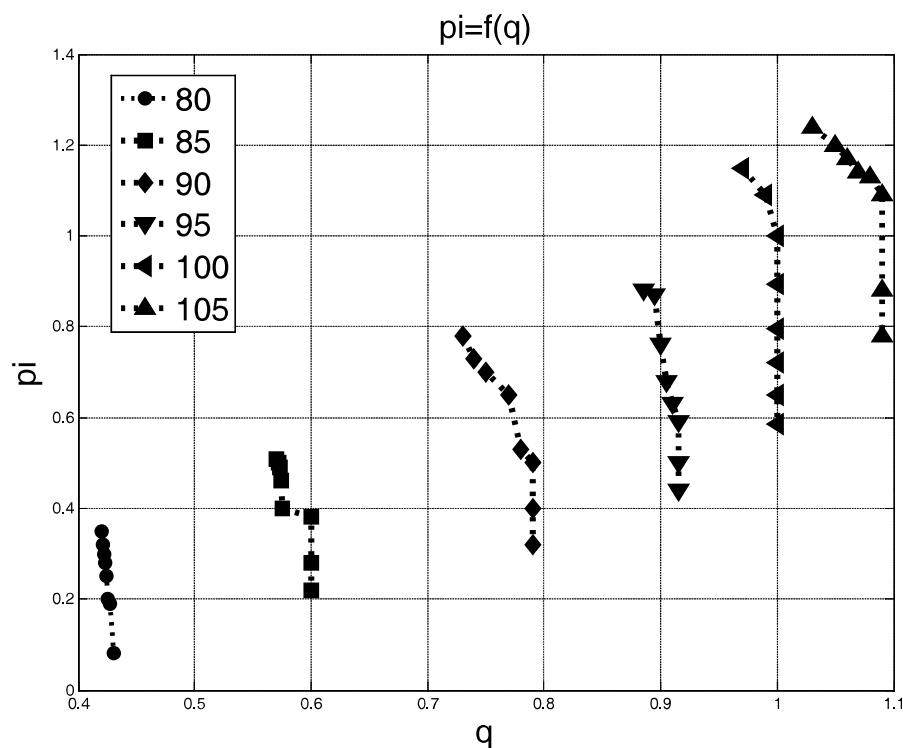


Рис. 3. Типовая характеристика компрессора высокого давления

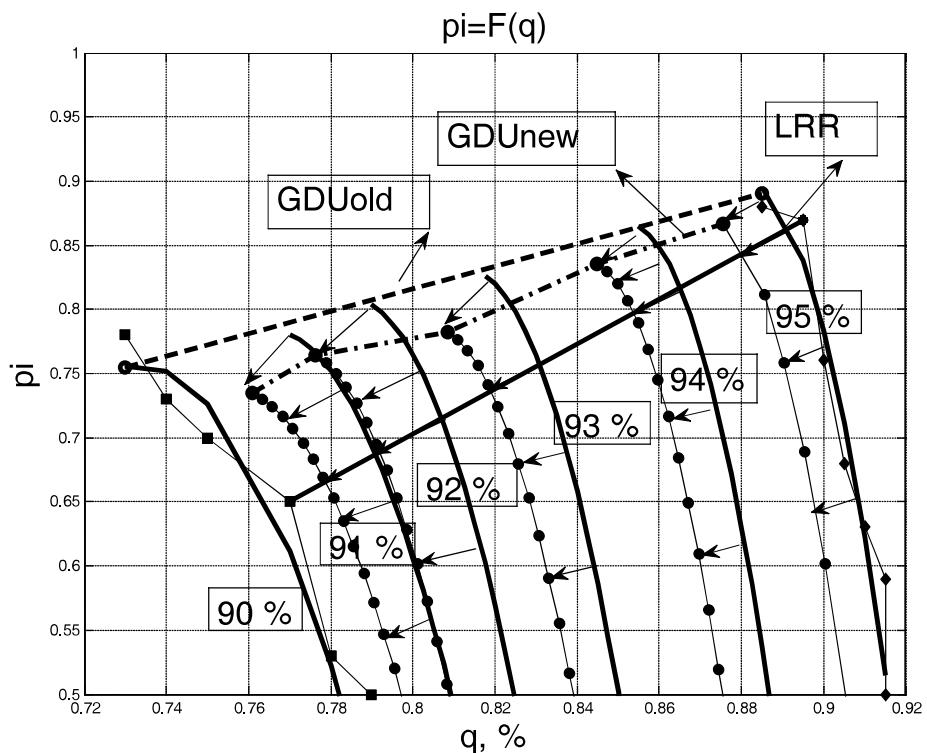


Рис. 4. Результат отображения деформации ДХ в процессе эксплуатации ГТД на характеристику КВД

Заключение

Предлагаемый подход к построению математической модели, связывающей деградацию ДХ ГТД в процессе эксплуатации с изменением запасов его ГДУ, позволяет расширить возможности адекватной оценки технического состояния двигателя в длительной эксплуатации. Такой подход реализуется на основе формирования взаимозависимостей параметров ГТД и их полиномиальной аппроксимации, построению трендов отклонений относительно ДХ и анализу деформации характеристик КВД.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в разработке модификации предлагаемого подхода для турбовальных двигателей.

Литература

1. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.И. Богаенко; – К.: Техніка, 1998. – 312 с.
2. Елисеев Ю.С. Статистические методы формирования алгоритмов вычисления в полете тяги и других основных параметров газотурбинного двигателя, критерии и признаков технического состояния его узлов [Текст] / Ю.С Елисеев, Г.В. Добрянский, Т.Ф. Дем // Авиационно-космическая техника и технология. 2003.– №6(41). – С. 81-89.
3. Миргород В.Ф. Сравнительный анализ методов диагностирования технического состояния двигателя газотурбинного привода по данным регистрации [Текст] / В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко // Авиационно-космическая техника и технология. 2006.– №2 (28). – С. 70-74.
4. Егоров И.В. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей [Текст] // Труды ЦИАМ «Научный вклад в
- создание авиационных двигателей». – М.: Машиностроение, 2000. – С.651-688.
5. Миргород В.Ф. Применение диагностических моделей и методов трендового анализа для оценки технического состояния газотурбинных двигателей [Текст]/ В.Ф Миргород, Г.С. Ранченко, В.М. Кравченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 9(56) – 2008. – С. 192-197.
6. Миргород В.Ф. Оптимальная аппроксимация трендовой компоненты временного ряда [Текст]/ В.Ф. Миргород, И.М. Гвоздева // Електротехнічні та комп'ютерні системи.– 2011. – №04(80).– С. 121-125.
7. Миргород В.Ф. Трендовый анализ на основе диагностических параллелепипедов [Текст] / В.Ф Миргород, И.М. Гвоздева [Текст] // Системні технології: регіональний міжвузівський збірник наукових праць. – Дніпропетровськ, 2012.– Вип. 3(80).– С. 97-104
8. Миргород В.Ф. Динамические характеристики системы измерения давления в контуре регулирования π_k [Текст] / Миргород В.Ф., Грудинкин В.М. // Авиационно-космическая техника и технология.– 2006. – №8(34) – С. 42-45.
9. Бочкарёв С.К. Автоматизированное восстановление характеристик ГТД по экспериментальным данным [Текст] / С.К. Бочкарёв, В.В. Мосулин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2008. – №1 – С. 40-44.
10. Шулекин В.Т. Пособие по газодинамическому расчету двухконтурных турбореактивных двигателей ВС ГА по дисциплине «Термодинамика, теплопередача и теория АД» / В.Т Шулекин, Н.Д. Тихонов. – М.: МГТУ ГА, 1999. –158 с.

Поступила в редакцию 14.06.2017 г.

В.Ф. Миргород, Є.В. Деренг. Моделювання процесу деформації дросельних характеристик газотурбінних двигунів у тривалій експлуатації

Розглянуто завдання оцінки технічного стану газотурбінних двигунів силових установок авіаційного застосування за даними реєстрації термогазодинамічних параметрів в тривалій експлуатації. Запропонований підхід до отримання даних про технічний стан на основі виділення трендів відхилень від заданих дросельних характеристик і наступної їх оцінки відносно змінних на режимах полів допусків. Виконано тестування запропонованого підходу, на прикладі ГТД маршової рухової установки. Встановлена можливість підвищення надійності оцінки технічного стану за рахунок спільногого аналізу трендів відхилень від полів допусків. Пропонується поліноміальна аппроксимація меж допусків деформації дросельних характеристик. Розроблено програмно-алгоритмічне забезпечення для реалізації пропонованого підходу.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностики, діагностична модель, трендовий аналіз, запас газодинамічної стійкості.

V.M. Mirgorod, E.V. Dereng. Modeling of the process of deformation of throttle characteristics of gas turbine engines in long-term operation

The problem of an estimation of a technical state of gas turbine engines for aviation application according to registration data of thermogasdynamics parameters during long-term operation is considered. An approach is proposed for obtaining data on the technical state on the basis of selection trends deviations from the specified throttle characteristics and their subsequent evaluation with respect to the variables at the modes of the tolerance fields. The proposed approach was tested, using the example of the turbine engine. The possibility of reliability improving of the technical State assessment through joint analysis of deviations trends from tolerance fields is established. A polynomial approximation of the tolerances limits of throttling characteristics deformation of the is proposed. The software and algorithmic support for the implementation of the proposed approach is developed

Keywords: *turbo-engine, diagnosticians, diagnostic model, трендовый анализ, supply of gas-dynamic stability.*

УДК 621.454.2.015.4

А. Н. КОВАЛЕНКО, А. В. ПАВЛОВ, Ю. В. БЛИШУН, А. А. ОСЕЦКАЯ

ГП «Конструкторское бюро «Южное» имени М. К. Янгеля», Днепр, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ЖРДМТ ТЯГОЙ 400Н

Проведена оценка влияния шероховатости и температуры стенки камеры на тепловое состояние камеры и величину расходного комплекса при испытании ЖРДМТ тягой 400Н. Представлены результаты огневых испытаний, подтверждающие рост удельных характеристик при прогреве корпуса камеры, имеющего шероховатую внутреннюю поверхность: расходный комплекс с или без отвода тепла из зоны критического сечения; прирост расходного комплекса при прогреве ниобиевого корпуса камеры; распределение поля температур по записи тепловизора при испытании ниобиевого корпуса; равномерность поля температур корпуса с шероховатой внутренней поверхностью и отводом тепла из зоны критического сечения.

Ключевые слова: ЖРДМТ, смесеобразование, огневые испытания.

Одной из особенностей большинства современных ЖРДМТ является организация смесеобразования при помощи одной двухкомпонентной, как правило, центробежно-центробежной форсунки в сочетании с завесой, создаваемой при помощи нескольких струйных форсунок, расположенных в пристеночной зоне смесительной головки. Смесеобразование организовывается таким образом, чтобы обеспечить, в том числе и приемлемое тепловое состояние корпуса камеры. Для этого практически все горючее и окислитель направляются на стенку камеры, так как продукты первичных химических реакций горения имеют относительно низкую температуру и могут с успехом использоваться для теплозащиты стенки [1].

При такой схеме смесеобразования максимальная полнота сгорания при заданной

предельной температуре материала корпуса достигается в случае обеспечения максимальной окружной равномерности подачи окислителя и горючего на стенке камеры. Принципиальная схема смесеобразования такого типа представлена в [2]. В несколько измененном (уточненном) виде схема смесеобразования исследуемой камеры ЖРДМТ представлена на рисунке 1. Взаимодействие компонентов топлива происходит путем взаимного внедрения нескольких жидкостных пленок: конусов распыла форсунок окислителя и горючего между собой (в том числе взаимодействие пленок с подконусной зоной обратных токов и ядром потока), а также частично прореагировавшего совместного конуса распыла форсунок, стекающего с экрана, и завесной пленкой на внутренней поверхности стенки камеры.

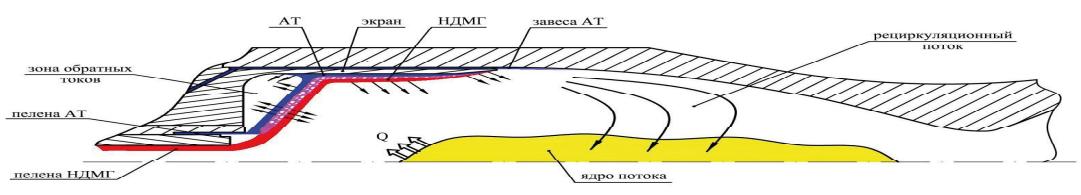


Рис. 1. Принципиальная схема смесеобразования в исследуемом ЖРДМТ

Существует несколько факторов, влияющих на процесс взаимодействия пленок на стенке. Одним из таких факторов является шероховатость поверхности. Традиционно, в

камерах ЖРД и ЖРДМТ, контактирующие с продуктами сгорания поверхности внутренних стенок из жаростойких сталей или никелевых сплавов полируются. Еще одним из таких фак-

торов является температура стенки, на которой происходит течение и взаимодействие пленок. Температура стенки и теплофизические свойства компонентов топлива влияют на характер течения и кипения пленки, ее взаимодействие с ядром потока.

Влияние шероховатости и температуры стенки на тепловое состояние корпуса камеры и величину расходного комплекса исследовалось при проведении огневых испытаний ЖРДМТ тягой 40 кгс, работающего на компонентах топлива АТ и НДМГ. Отработочные испытания этого ЖРДМТ проводились с использованием съемных корпусов камер: водоохлаждаемого корпуса из жаростойкой стали 12Х18Н10Т, неохлаждаемого корпуса из хромоникелевого сплава ХН60ВТ и корпуса из ниобиевого сплава Нб5В2МЦ с защитным покрытием MoSi₂ (рис. 2). Водоохлаждаемый корпус камеры имеет проточное охлаждение водой входной части сопла в районе критического сечения и неохлаждаемый цилиндрический участок. Внутренние поверхности водоохлаждаемого корпуса камеры и неохлаждаемого из сплава ХН60ВТ были отполированы. Поверхность корпуса камеры из ниобиевого сплава Нб5В2МЦ с защитным покрытием MoSi₂ имела однородную шероховатость, обусловленную технологией нанесения защитного покрытия.

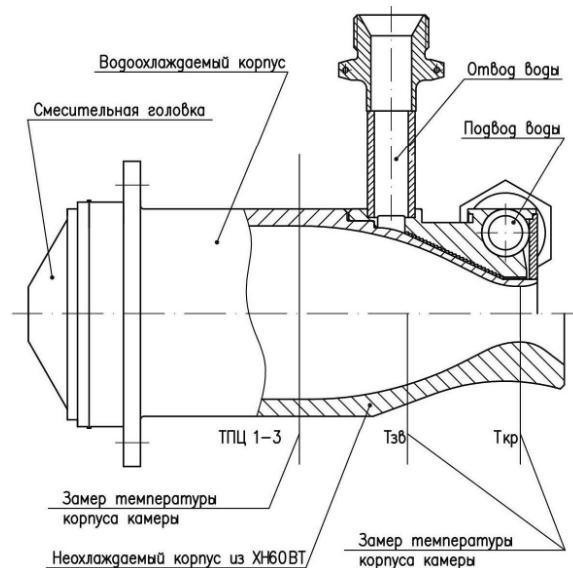


Рис. 2. Корпус экспериментальной камеры ЖРДМТ

Сравнительный анализ результатов испытаний двух пар ЖРДМТ, укомплектованных попарно одной и той же смесительной головкой, с водоохлаждаемым корпусом камеры и неохлаждаемым из сплава ХН60ВТ, показал, что расходный комплекс (β) на испытаниях с

водоохлаждаемым корпусом ниже на 3 с...4,5 с (рис. 3). Снижение β при наличии внешнего теплоотвода происходит из-за снижения общей (термодинамической) температуры продуктов сгорания и из-за замедления рабочих процессов вблизи холодной стенки. Для оценки влияния внешнего теплоотвода на термодинамическую температуру при проведении огневых испытаний выполнялся замер подогрева и расхода воды в тракте водоохлаждаемого корпуса (рис. 2). Расчетная оценка, выполненная по методике, изложенной в [3], показала, что за счет отбора тепла водяным охлаждением β уменьшается на 0,4 ...0,5 с. Следует отметить, что при уменьшении расхода воды суммарный тепловой поток увеличивался. Таким образом, основной причиной снижения величины расходного комплекса при использовании водоохлаждаемого корпуса является снижение скорости химических эндотермических реакций вблизи холодной стенки.

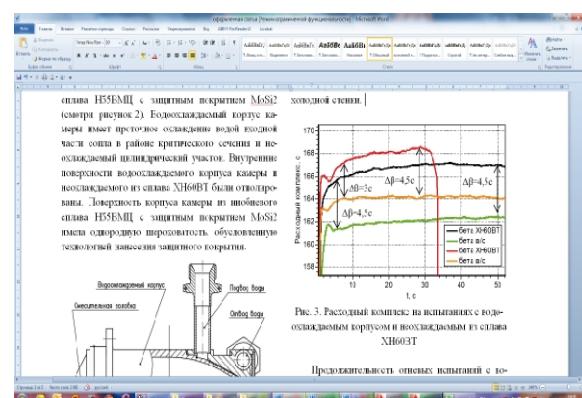


Рис. 3. Расходный комплекс на испытаниях с водоохлаждаемым корпусом и неохлаждаемым из сплава ХН60ВТ

Продолжительность многорежимных огневых испытаний с водоохлаждаемым корпусом составляла 260 с, с корпусом из сплава ХН60ВТ – 33 ... 53 с (только номинальный режим), при этом останов выполнялся после достижения наружной температуры корпуса в районе критического сечения 900 ... 950 °C. Согласно расчетной оценке на стабильном режиме эта температура должна быть 1300 ... 1500 °C. Поэтому можно ожидать, что при достижении стабильной температуры теплоотвод в стенку еще уменьшится и это приведет к дополнительному росту β .

В следующей серии огневых испытаний были проведены испытания смесительной головки аналогичной конструкции с водоохлаждаемым корпусом и корпусом камеры из ниобиевого сплава. Расходные комплексы на номинальном режиме, полученные при этих испытаниях, представлены на рисунке 4. Ана-

лиз этих испытаний показывает следующую картину: в начальный период времени расходные комплексы примерно одинаковы, но после прогрева конструкции расходный комплекс камеры с ниобиевым корпусом плавно повышается на 3,5 с.

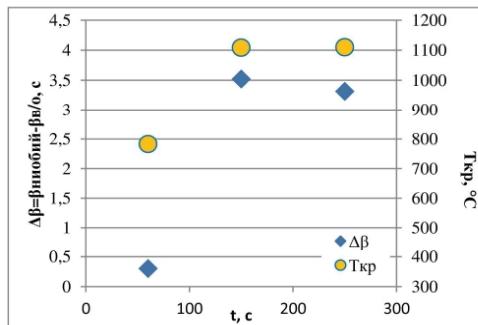


Рис. 4. Зависимость приращения от нагрева конструкции

Таким образом, нагретая до высокой температуры стенка корпуса камеры ЖРДМТ способствует интенсификации рабочих процессов в пристеночном слое, но по-разному для ниобиевого и никромового корпусов камер ЖРДМТ. Для никромового корпуса камеры повышение β относительно испытания с водоохлаждаемым корпусом происходит практически сразу после включения, в то время как на ниобиевом корпусе только после прогрева цилиндрической части камеры через 70 с. Контроль теплового состояния ниобиевого корпуса производился при помощи тепловизора Flir A655sc. Анализ результатов наблюдений показал, что сначала происходит интенсивный нагрев зоны критического сечения, а затем в течение 40...70 секунд постепенное растекание температуры по входной части сопла, при этом максимум наружной температуры перемещается из критического сечения на вход в сопло (рис. 5). Аналогичная ситуация наблюдалась при испытаниях ЖРДМТ 11Д458М на топливе атин и ММГ [4].

Корпус камеры из никрома и ниobia имеет одинаковую геометрию и отличается только теплопроводностью и шероховатостью поверхности. Для оценки влияния шероховатости на рабочие процессы в ЖРДМТ внутренняя поверхность водоохлаждаемого корпуса камеры (уже проходившего огневые испытания) была подвергнута пескоструйной обработке с целью имитации шероховатости поверхности защитного покрытия MoSi₂ на ниобиевом корпусе. Далее было проведено огневое испытание по стандартной циклограмме с использованием тех же поверхностных термопар. Результаты

испытания показали, что β опескоструенного корпуса возрос в среднем на 0,5 с. При этом отмечается важная особенность: замена полированной поверхности на опескоструенную привела к заметному изменению теплового состояния камеры.

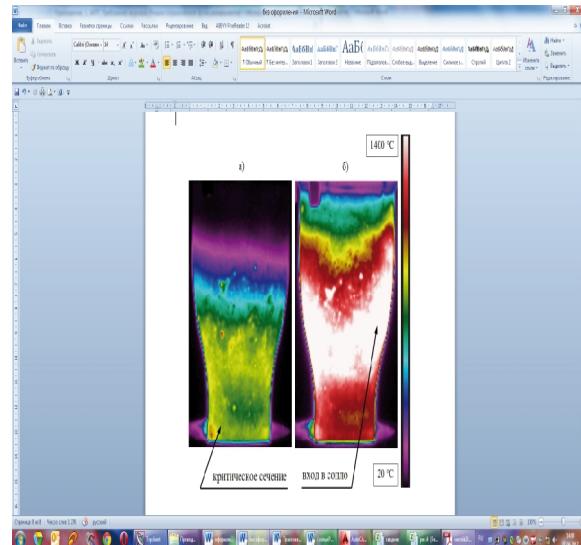


Рис. 5. Распределение поля температур по записи тепловизора при испытании ниобиевого корпуса

а) максимальная температура в зоне критического сечения 40 с испытания; б) максимальная температура на входе в сопло 80 с испытания

На рисунке 6 представлены результаты огневых испытаний одного и того же двигателя, с одним лишь отличием — перед испытанием №856 внутренняя поверхность корпуса была пропесочена. Равномерность оценивалась на участке входа в сопло (см. рис. 2) по трем, равнорасположенным в одном сечении, термопарам ТПЦ1-3.

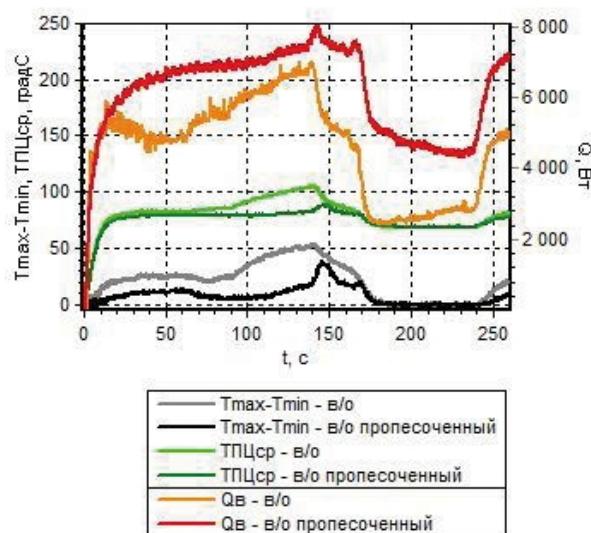


Рис. 6. Равномерность поля температур на участке входа в сопло

Как следует из рисунка 6, появление шероховатости поверхности привело к снижению средней температуры на входе в сопло на 5°C, при этом наблюдается существенное улучшение окружной равномерности температур, которая в значительно меньшей степени зависит от режима работы двигателя. Одновременно на шероховатой поверхности увеличился на 30% тепловой поток, уносимый водяным охлаждением из зоны критического сечения. Причина этой особенности может быть следующей. При организации рабочего процесса в камере ЖРДМТ всегда присутствует некоторая неравномерность, вызванная индивидуальными особенностями форсунок и других элементов, определяющих смесеобразование. Изначально нагрев конструкции происходит в зоне критики, далее наблюдается кондуктивный перенос тепла по стенке в зону втекания. В результате этого, во входной части сопла появляются зоны (одна или несколько) с повышенной температурой поверхности. На полированной поверхности, при натекании пленки охладителя на эти зоны, постепенно образуется устойчивое паровое « пятно », вызванное кипением жидкости преимущественно на пленочном режиме. Наличие этого « пятна » (одного или нескольких) приводит к окружному перераспределению (обтеканию) набегающего потока непрореагированного топлива и промежуточных продуктов сгорания, что еще в большей степени способствует увеличению температурной неравномерности. На шероховатой стенке реализуется преимущественно режим пузырькового кипения, из-за наличия большого количества микро впадин и микро выступов [5], что приводит к увеличению теплового потока в стенку. Кроме того, шероховатость поверхности и пузырьковый режим кипения ограничивают окружное перетекание жидкости.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что для ЖРДМТ, имеющего схему смесеобразования с одной форсункой, повышение температуры корпуса камеры и незначительная равномерная шероховатость внутренней поверхности стенки корпуса камеры приводят к интенсификации рабочих процессов, тем самым повышая удельные характеристики двигателя.

Литература

- Хватов Ю. А. Взаимодействие НДМГ с N_2O_4 в газовой фазе [Текст]/ Ю.А. Хватов, Г. С. Маркевич, Б. И. Броунштейн и др. // Сборник трудов ГИПХ. – 1980. – № 23. – С. – 17-22.
- Силютин М.В. Физическая модель рабочих процессов в камере сгорания ЖРДМТ со струйно-центробежными форсунками на самовоспламеняющихся компонентах топлива [Текст]/ М.В. Силютин, С.А. Шустов. // Вестн. СГАУ. – 2011. - №3(27) часть 3. – С. 205-212.
- Алемасов В. Е. Теория ракетных двигателей [Текст] / В.Е. Алемасов, А.Ф. Драгалин, А.П. Тишин. – М. «Машиностроение», 1980. – 253-255 с.
- Бешенев Ю. А. Экспериментальные исследования возможности адаптации ЖРДМТ разработки ФГУП «НИИМАШ» под топливную пару МОН-3 + ММН с обеспечением удовлетворительного теплового состояния двигателей [Текст] / Ю.А. Бешенев, С.А. Булдашев, Ф.А. Казанский, Н.В. Лемский, Е.В. Семкин. // Вестн. СГАУ. – 2011. - №3(27) часть 1. – С. 267-270.
- Дзюбенко Б.В. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетике [Текст] / Б.В. Дзюбенко, А.М. Кутепов, И.П. Свириденко, И.И. Федик, В.В. Харитонов, Л.П. Холпанов – М. ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2003. – С. 16-18.

Поступила в редакцию 13.06.2017 г..

А.Н. Коваленко, О.В. Павлов, Ю.В. Блішун, О.О. Осецька. Експериментальне дослідження параметрів сумішоутворення РРДМТ тягою 400Н

Проведено оцінку впливу шорсткості та температури стінки корпусу камери на тепловий стан камери та величину витратного комплексу при випробуванні РРДМТ тягою 400Н. Представлено результати вогневих випробувань, що підтверджують зростання питомих характеристик при прогріві корпусу камери, що має шорстку внутрішню поверхню: витратний комплекс з або без відводу тепла з зони критичного перетину; приріст витратного комплексу при прогріві ніобієвого корпусу камери; розподіл поля температур по запису тепловізора при випробуванні ніобієвого корпусу; рівномірність поля температур корпусу з шорсткою внутрішньою поверхнею та відводом тепла із зони критичного перетину.

Ключові слова: РРДМТ, сумішоутворення, вогневі випробування.

A.N. Kovalenko, A.V. Pavlov, Y.V. Blishun, A.A. Osetskaya. Experimental research of small thrust LRE with 400N of thrust mixing

The influence of roughness and wall temperature of the chamber body on the chamber thermal condition and flowrate complex value during tests of small thrust LRE with thrust 400N was estimated. The firing tests results are shown which confirm increase of specific parameters during chamber body with rough inner surface heating: flowrate complex with or without heat removing from critical section; flowrate complex increasing during niobium chamber bode heating; temperature field distribution during niobium chamber body tests, according to records of thermal imager. The temperature field uniformity of the chamber body with rough inner surface and heat removing from critical section.

Key words: small thrust LRE, mixing, fire tests.

УДК 629.7.036.3

**ДУАИССИА ОМАР ХАДЖ АИССА, Т.П. МИХАЙЛЕНКО, Д.А. НЕМЧЕНКО,
И.И. ПЕТУХОВ**

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В МАСЛЯНОЙ ПОЛОСТИ ОПОРЫ РОТОРА ГТД

Развитие современных газотурбинных двигателей неразрывно связано с увеличением степени повышения давления и температуры газа на входе в турбину при одновременном снижении габаритов ГТД и, в частности, размеров опоры ротора. В этой связи особенно остро стоит задача обеспечения надлежащего теплового состояния масла и компактных камер подшипников ротора ГТД. Ее решение требует четкого понимания и предсказания теплогидравлических процессов, происходящих в камере подшипника, при изменении режимов работы двигателя и внешних сил, связанных с маневрированием летательного аппарата. Работа посвящена созданию адекватной модели потокораспределения в камере подшипника, на основе которой будет построена тепловая модель, позволяющая определить тепловое состояние масла и элементов опоры ротора ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, маслосистема, опора ротора, камера подшипника, воздушно-масляная смесь, теплогидравлические процессы, CFD-моделирование.

Введение

Развитие современных газотурбинных двигателей (ГТД) неразрывно связано с увеличением степени повышения давления и температуры газа на входе в турбину при одновременном снижении габаритов ГТД и, в частности, размеров опоры ротора (камеры подшипника). Указанное выше, приводит к росту теплонапряженности элементов двигателя, повышению скоростей вращения роторов, температур, давлений и скоростей потока в газовом тракте. При этом для создания экономичных двигателей необходимо стремиться свести к минимуму затраты мощности на прокачку масла к узлам трения, а также количество воздуха, отбираемого из воздушного тракта двигателя для наддува и тепловой защиты камер подшипников. Также при создании двигателей нового поколения проблемным вопросом является конструктивное обеспечение «щадящего» режима эксплуатации авиационных масел, так как при превышении максимальной допустимой температуры может происходить потеря смазывающей способности масла из-за испарения легких фракций и коксования.

В этой связи особенно остро стоит задача обеспечения надлежащего теплового состояния масла и компактных камер подшипников ротора ГТД. Ее решение требует четкого понимания и предсказания теплогидравлических процессов, происходящих в камере подшипника, при изменении режимов работы двигателя и внешних сил, связанных с маневрированием летательного аппарата.

Цель работы

Целью данной работы является создание адекватной модели потокораспределения в масляной полости опоры ротора авиационного двигателя в зависимости от влияния ключевых параметров. На ее базе в дальнейшем будет построена тепловая модель камеры подшипника, которая позволит определить тепловое состояние масла и элементов опоры ротора ГТД.

1. Теплогидравлические процессы в масляной полости опоры

Одной из основных систем, обеспечивающих надежную работу и ресурс современных газотурбинных двигателей, является система смазки. Кроме смазки трущихся поверхностей она обеспечивает отвод теплоты, выделяющейся при трении и передающейся от примыкающих нагретых деталей в камеру подшипника, защиту трущихся поверхностей от коррозии и наклева, удаление из узлов трения продуктов износа деталей и коксования масла.

За счет маслосистемы снижается шум в узлах трения и зубчатых зацеплениях; поддерживается на необходимом уровне давление в полостях опор роторов, приводов и редукторов ГТД.

При этом маслосистема должна обеспечивать эксплуатационную эффективность, легкость и простоту технического обслуживания.

Нарушения подачи масла к подшипникам и зубчатым зацеплениям могут привести к перегреву двигателя, разрушению подшипников, заклиниванию ротора, в итоге – к остановке или к разрушению двигателя.

Ключевым элементом системы смазки авиационного двигателя является опора ротора. Опоры ГТД служат для передачи усилия от вращающихся роторов к корпусам. Опоры воспринимают значительные статические и динамические усилия от

валов двигателя. Они должны обеспечивать достаточную жесткость силовой схемы двигателя и необходимое центрирование валов во всем диапазоне реализуемых нагрузок. Пример расположения опор ротора в ГТД показан на рисунке 1 [1].

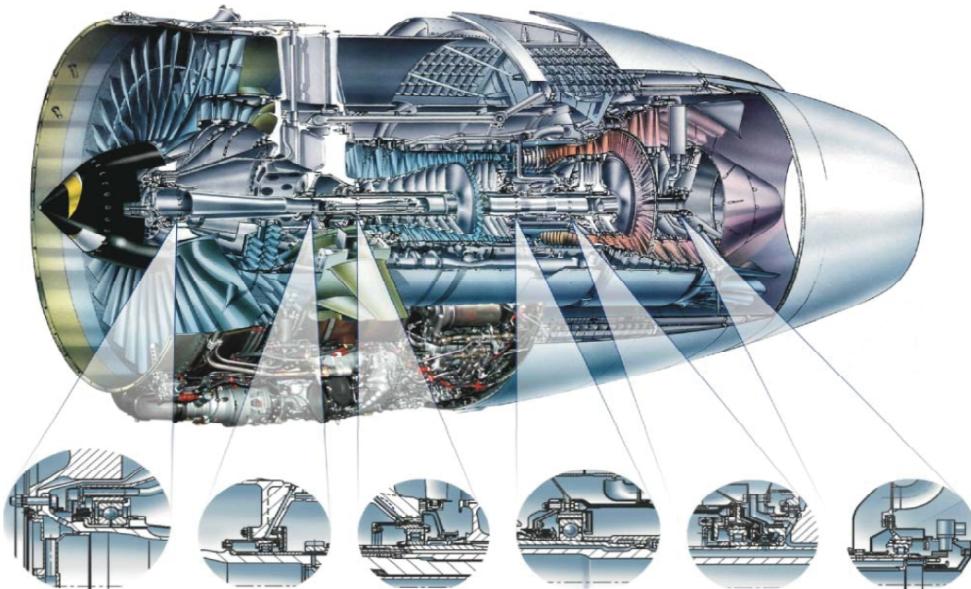


Рис. 1. Схема расположения опор в ГТД

Вне зависимости от конструкции камер подшипников для исключения перетечек масла из масляной полости камеры (опоры) через уплотнения в предмасляной полости создается большее давление за счет наддува воздухом, чаще всего отбираемым от компрессора ГТД. В результате этого в масляную полость попадает теплый воздух и смешивается с маслом, образуя масляно-воздушную смесь. Расход воздуха через уплотнения зависит от их типа и состояния, перепада давления снаружи и внутри масляной полости.

Для определения потребной прокачки масла через камеру подшипника необходим расчет теплового потока в масляную полость опоры. В общем представлении, тепловой поток состоит из нескольких составляющих, изображенных на рис. 2 [2].

К ним относятся тепловые потоки: из тракта (Q_1); через стенки опоры (Q_2); через вал (Q_3); от трения в уплотнениях (Q_4); от трения в подшипниках, зубчатых передачах, шлицевых соединениях и т.п. (Q_5); от воздуха, поступающего через уплотнения (Q_6).

Из тракта теплота передается в масляную полость за счет теплопроводности через элементы опоры, контактирующие с проточной

частью двигателя, а затем конвекции. Аналогичный процесс наблюдается и при передаче теплоты от вала.

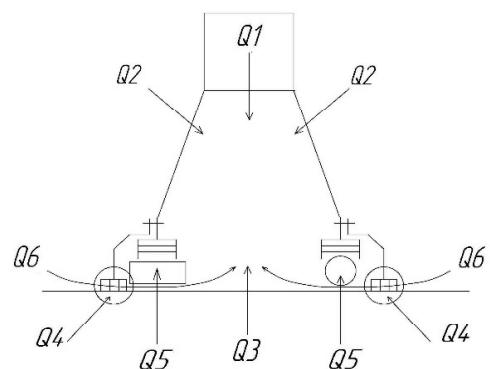


Рис. 2. Составляющие теплового потока в опору ротора ГТД

Процесс передачи тепла происходит за счет конвекции, теплопроводности и излучения. При передаче теплоты от примыкающего потока к стенке опоры и от стенки опоры к примыкающему потоку, в основном, преобладает конвективный теплообмен. Для турбинных опор заметный вклад вносит и лучистый тепловой поток.

В общем случае тепловой поток через стенку опоры определяется уравнением теплопередачи [3]

$$Q_2 = k(t_B - t_M)F, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

t_B – температура воздуха с наружной стороны стенки, К;

t_M – температура масла (температура среды в масляной полости), К.

Для расчета количества тепла, поступающего в опору из тракта, через стенки и от вала, необходимо предварительно определить температуры деталей опоры и коэффициенты теплоотдачи.

Для определения коэффициента теплоотдачи в полости наддува опоры необходимо знать значения температуры, давления в местах отбора и выпуска воздуха из системы наддува. Далее по известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров определяются параметры потока по всей сети. При этом учитывается влияние подогрева воздуха, вследствие температурной неравномерности элементов системы.

Коэффициент теплоотдачи в масляной полости опоры зависит от структуры потока, частоты вращения вала, расхода впрыскиваемого масла и воздуха, прошедшего через уплотнения, геометрических размеров полости и т.д. На рис. 3 показана возможная структура потока в масляной полости опоры [4].

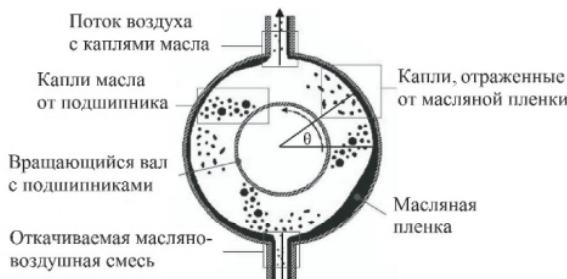


Рис. 3. Структура потока в масляной полости опоры

Сложность математического описания явлений теплообмена в камере подшипника связана с тем, что в камере находится не однородная среда – масло, а смесь его с воздухом, прошедшим через уплотнения. Масло, попадая через форсунку на поверхность подшипника, растекается по его поверхности, образуя масляную пленку. Под действием центробежных сил и взаимодействия с воздушным потоком, отдельные капли масла отделяются от

масляной пленки подшипника и уносятся к внутренней поверхности камеры. В процессе этого движения капли взаимодействуют с потоком воздуха, обмениваясь импульсом и энергией. Попадая на стенку камеры капли масла формируют пленку, движущуюся под действием аэродинамических сил на межфазной поверхности, сил тяжести и вязкости. На образованную пленку оказывают влияние как капли, попадающие на нее от подшипника, так и воздушный поток, который может срывать и уносить капли с поверхности пленки. В результате такого сложного взаимодействия масляная пленка имеет переменную толщину по окружности камеры подшипника, что оказывает влияние на процесс теплообмена между стенками камеры и масляно-воздушной смесью.

2. Объект исследований

В силу наличия экспериментальных данных по теплообмену, в качестве объекта исследований была выбрана экспериментальная камера подшипника, рис. 4, представленная в работах [5, 6]. Данный выбор был связан с необходимостью дальнейшего создания и верификации CFD-модели теплогидравлических процессов.

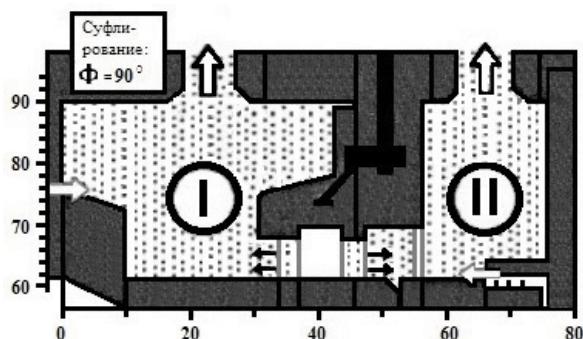


Рис. 4. Экспериментальная камера подшипника [5]

Экспериментальная камера подшипника состоит из двух камер (I и II). Дальнейшие исследования будут относиться к камере II, что связано с наличием экспериментальных данных [5] и результатов численного моделирования [6].

Камера II образована вращающимся валом и неподвижным корпусом. Радиус вала равен 62 мм, высота камеры (h) составляет 28 мм, а ширина (b) – 20 мм. Разогретое масло подается на роликовый подшипник для смазки, часть которого выходит в камеру II. Для предотвращения утечки масла из камеры используется лабиринтное уплотнение, через которое подается воздух, нагретый до той же температуры, что и смазочное масло. Воздушно-масляная

смесь удаляется из камеры через трубопровод суфлирования, расположенный в верхней части камеры, и откачивающий трубопровод – в нижней части (на рис. 4 не показан). Трубопроводы имеют внутренний диаметр 10 мм. Для обеспечения визуального наблюдения за поведением потока правая боковая стенка камеры II выполнена из высокотемпературного термопластичного прозрачного материала (MAKROLON).

3. CFD-модель потокораспределения в камере подшипника

При создании CFD-модели потокораспределения в камере подшипника использовалось допущение об изотермичности процессов в камере. Считалось, что все элементы камеры (вал, стенки камеры и т.д.), а также потоки масла и воздуха имеют одинаковую температуру.

Рассматривалась стационарная задача со следующими условиями:

1. В качестве рабочих жидкостей используются воздух и масло. Воздух моделируется как идеальный газ, а масло обладает теплофизическими свойствами авиационного масла ИПМ-10.

2. Среднее давление и температура в камере составляют 101,325 кПа и 423 К, соответственно. Теплофизические свойства воздуха и масла соответствуют температуре и давлению в камере.

3. Вал вращается с частотой 16 000 об/мин и имеет такую же температуру, как и среда в камере (423 К).

4. Поток воздуха, попадающий в камеру через уплотнение, имеет расход 15 г/с и температуру 423 К.

5. Поток масла, попадающий в камеру от роликового подшипника, имеет расход 50 л/час и температуру 423 К.

Для решения задачи использовалась расчетная схема Second Order Backward Euler, реализованная в программном комплексе ANSYS Academic.

Предполагалось, что сечение, проходящее через суфлирующую и откачивающую магистрали, делит камеру на две части, в которых процессы протекают симметрично.

Расчетная модель камеры подшипника показана на рисунке 5. При этом рассматривалась только часть камеры ограниченная углом $\theta = 180\ldots360^\circ$.

Была создана структурированная вычислительная сетка, содержащая 50201 ячеек, показанная на рисунке 6.

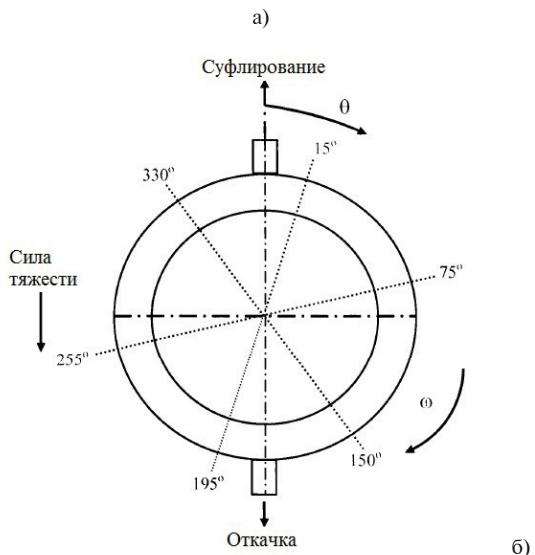
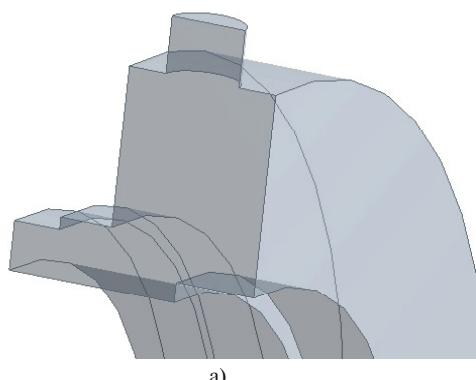


Рис. 5. Расчетная модель камеры подшипника:
а) 3d-модель камеры;
б) схема угловых сечений камеры

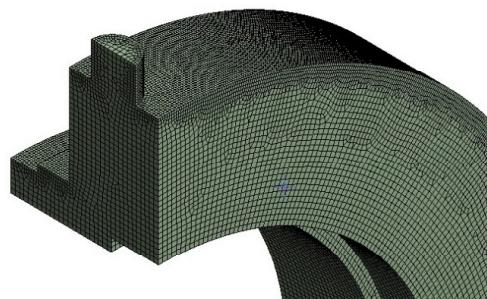


Рис. 6. Вычислительная сетка

Результаты моделирования распределения потоков масла и воздуха внутри камеры представлены на рисунке 7. Сравнение полученных результатов с результатами CFD-моделирования, представленными в [6], для характерных угловых сечений приведено в таблице 1.

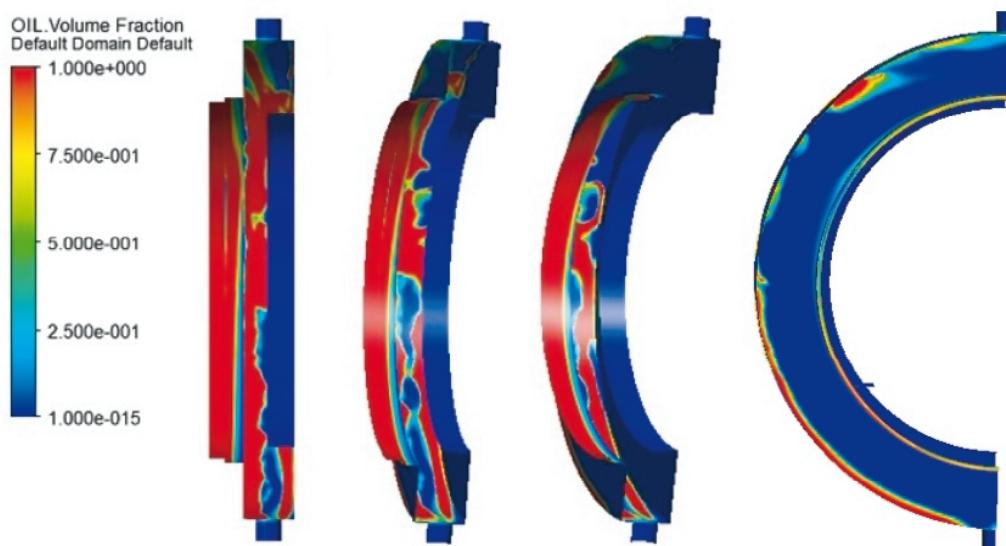


Рис. 7. Результаты моделирования распределения потоков масла и воздуха внутри камеры

Сравнение результатов моделирования

Таблица 1

Угол θ (Рис.6)	Полученные результаты	Результаты [6]
225 °		
330 °		
195 °		

Как показывают результаты моделирования (рис.7), наблюдается неравномерное распределение масляной пленки по объему камеры подшипника. При этом толщина масляной пленки переменна по периметру камеры. В результате

указанной неравномерности в различных зонах камеры будут наблюдаться разные значения термического сопротивления пограничного слоя и, следовательно, коэффициента теплопередачи, что окажет значительное влияние на

тепловой поток в масляную полость опоры ротора и, следовательно, на тепловое состояние масла и элементов опоры.

Результаты сравнительного анализа, представленные в таблице 1, показывают качественно аналогичную картину течений в камере подшипника, что свидетельствует о правильном выборе методологии при моделировании потокораспределения.

Количество подаваемого масла и воздуха, а также частота вращения вала оказывают существенное влияние на картину течения в камере подшипника, что будет проанализировано в дальнейших работах. Кроме этого предполагается рассмотреть формирование и движение масляной пленки с учетом совокупного действия сил межфазного взаимодействия, гравитации и центробежных эффектов.

Заключение

Камера подшипника является одним из наиболее сложных элементов авиационного двигателя в части описания теплогидравлических процессов. На поведение многофазной среды (капля-пленка-воздух) оказывают влияние: расходы масла и воздуха, частота и направление вращения вала, конструкция камеры, давление в камере, изменение теплофизических свойств фаз в результате теплообмена, шероховатость стенок камеры и другие факторы. Экспериментальные данные, как правило, ограничиваются исследованиями для простых геометрий камер подшипников, а также некоторыми упрощениями, связанными с ограничениями в использовании экспериментальных методов. Существующие численные исследования часто ограничиваются рассмотрением изотермического течения воздушно-масляного потока. Поэтому для лучшего понимания явлений теплообмена и распределения потоков в камере подшипника при изменении рабочих режимов двигателя использование методов CFD-моделирования в сочетании с экспериментальными данными

является одной из актуальных задач. Хотя рассматриваемый вопрос очень важен для газотурбинной промышленности, эта сложная область еще до конца не изучена и является предметом дальнейших исследований.

Литература

- Иноземцев А.А. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Системы [Текст] // Газотурбинные двигатели Т. 5 / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрецкий. - М.: Машиностроение, 2008. – 190 с.
- Подходы к моделированию теплогидравлических процессов в элементах маслосистемы ГТД [Текст] / Т. П. Михайленко, Д. А. Немченко, Даиссия Омар Хадж Аисса, И. И. Петухов // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – Вип. 10 (1232). – С.79-84.
- Исащенко В. П. Теплопередача [Текст] : учеб. для вузов / Исащенко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1981. – 488 с.
- Thin Film Modelling For Aero-Engine Bearing Chambers [Text] / Wang, C, Morvan, H. P., Hibberd, S. and Cliffe, K. A. // Vancouver, British Columbia, Canada. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2011. - Vol.1.-P. 1–10.
- Glahn, A. Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers [Text] / Glahn, A., Busam, S. & Wittig, S.// International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, June, Colorado, Florida. – 1997. – P. 1-9.
- Maqableh, Computational study of multi-phase air/oil heat transfer in aero-engine bearing chambers [Text]/ Maqableh, Ayman M. M.// Thesis Ph.D. University of Nottingham. – 2004. – 206 p.

Поступила в редакцию 01.06.2017 г.

Даїссія Омар Хадж Аисса, Т.П. Михайленко, Д.О. Немченко, І.І. Петухов. Моделювання потокорозподілу в масляній порожнині опори ротора ГТД

Розвиток сучасних газотурбінних двигунів нерозривно пов'язано зі збільшенням ступеня підвищення тиску та температури газу на вході в турбіну при одночасному зниженні габаритів ГТД і, зокрема, розмірів опори ротора. У зв'язку з цим особливо гостро стоїть задача забезпечення належного теплового стану масла та компактних камер підшипників ротора ГТД. Її рішення вимагає чіткого розуміння та передбачення теплогідравлічних процесів, що відбуваються в камері підшипника, при зміні режимів роботи двигуна і зовнішніх сил, пов'язаних з маневруванням літального апарату. Робота присвячена створенню адекватної моделі потокорозподілу в камері підшипника, на основі якої буде побудована теплова модель, що дозволить визначити тепловий стан масла та елементів опори ротора ГТД.

Ключові слова: газотурбінний двигун, маслосистема, опора ротора, камера підшипника, повітряно-масляна суміш, теплогідравлічні процеси, CFD-моделювання.

Douaissia Omar Hadj Aissa, T.P. Mykhailenko, D.A.Nemchenko, I.I. Petukhov. Fluid flows simulation in the bearing chamber of GTE

The development of gas turbine industry is guided by the instantly growing parameters of thermodynamic cycle, like pressure ratio of compressor and turbine inlet temperature, and in the same moment by the reduction of engine overall size. The latest also concerns the size of a bearing chamber. Concluding all mentioned above, one of the cutting-edge problems addresses the safe temperature conditions for the oil and new compact bearing chambers of gas turbine engines. And only deep understanding of the thermal and hydraulic processes in the bearing chamber within the entire range of operational conditions (alternation of the operational ranges and external forces) can bring to the solution. The work is devoted to the developing of an adequate flow distribution model in the bearing chamber, on the basis of which a thermal model will be developed, which allows to determine the thermal state of the oil and the elements of the GTE rotor support.

Key words: gas turbine engine, the engine oil system, rotor support, bearing chamber, air-oil mixture, thermal-hydraulic processes, CFD-simulation.

УДК 621.454.2.043+621.822.7

О.П. БАДУН, Я.Н. ИВАНОВ

ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Рассмотрены результаты испытаний и дефектации состояния шарикоподшипников, прошедших испытания на специальной установке для КВИ подшипников и в составе ТНА ЖРД. Выделена имеющаяся основная проблема эксплуатации шарикоподшипниковой опоры в составе быстроходного роторного агрегата, заключающаяся в повышенном износе ее элементов. Рассмотрено распределение нагрузок в высокоскоростных шарикоподшипниках. Выделена их особенность, заключающаяся в том, что даже небольшой эксцентризитет при радиальном смещении обойм подшипника может вызвать радиальную нагрузку, по величине, превышающую нагрузку от дисбаланса ротора. Предложена версия причины повышенного износа шарикоподшипника и показан механизм его работы на режиме с радиальным зазором.

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, подшипник, осевые и радиальные силы, износ.

Введение

Наиболее распространенным и применяемым классом опор в машиностроении являются подшипники качения. Широкая применяемость этих подшипников объясняется удобством монтажа, смазки и обслуживания, отсутствием износа опорных поверхностей ротора, незначительными осевыми размерами, малым коэффициентом трения и его постоянством при изменении скоростей и нагрузок.

Недостатком подшипников качения является то, что при высоких скоростях вращения и значительных нагрузках они подвержены большим контактным напряжениям, что существенно сокращает ресурс работы не только подшипника, но и, как следствие, всего агрегата в целом.

В данной статье речь будет идти о шарикоподшипниках, работающих при высоких скоростях вращения, а именно об опорах, применяемых в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей.

Статистика отработки турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей показывает, что вопрос обеспечения требуемого ресурса работы шарикоподшипниковой опоры стоит очень остро. В первую очередь это связано с тяжелыми условиями их работы, к которым, кроме высоких скоростей вращения, следует отнести большие температурные деформации конструкции, осевые и радиальные нагрузки, «пушечные» запуски, смазка и охлаждение подшипников компонентами ракетного топлива, которые зачастую имеют плохие смазывающие качества.

Все эти факторы приводят к тому, что вопросу обеспечения требуемого ресурса работы шарикоподшипниковых опор уделяется очень много времени и средств. Рассчитываются и

проектируются разные варианты конструктивных схем агрегатов, вводятся специальные узлы в турбоагрегаты с целью улучшения условий работы опор, а сами опоры проходят специальные испытания, имитирующие их работу в составе агрегата.

Приведенные здесь результаты базируются на экспериментальных данных, полученных в процессе испытаний подшипников 213 на специальных установках для контрольно-выборочных испытаний (КВИ) подшипников.

Целью статьи является анализ имеющихся экспериментальных данных для оценки факторов, влияющих на ресурс шарикоподшипника.

1. Постановка вопроса

Вновь поступившая партия подшипников перед началом ее установки в насосы окислителя ТНА РД120 проходит контрольно-выборочные испытания. Из партии подшипников выбираются два экземпляра и проводят их испытания для подтверждения их работоспособности. Подшипники испытываются в специальной установке, позволяющей имитировать условия работы подшипника в составе ТНА, по программе испытаний подшипников.

Программа испытаний предусматривает работу при повышенных нагрузках по сравнению с нагрузками, испытываемыми в составе ТНА.

Подшипников в насосе окислителя ТНА РД120 два: радиально-упорный, воспринимающий осевые и радиальные нагрузки, зафиксированный в осевом направлении, далее «упорный», и радиально-упорный, воспринимающий только радиальные нагрузки, имеющий свободу осевых перемещений, далее «плавающий» (рис. 1).

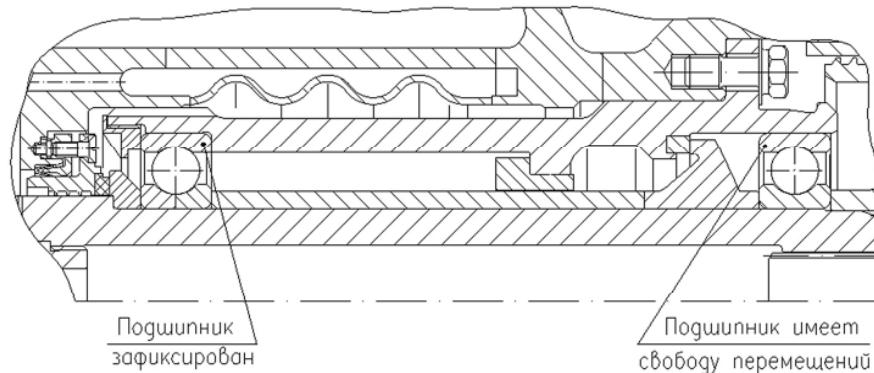


Рис. 1. Фиксирование подшипников

Шарикоподшипник, воспринимающий осевые нагрузки, конструктивно отличается тем, что имеет разрезную внутреннюю обойму. Это позволяет увеличить количество шариков (с 8 до 10), а значит более равномерно распределить и уменьшить удельную нагрузку на шарики, и таким образом повысить ресурс.

Условия работы подшипников в насосе ТНА различные, поэтому и программы их испытаний отличаются. В связи с этим на контрольно-выборочных испытаниях подшипники испытываются при различных нагрузках.

Особенностью работы испытываемых подшипников в установке являлось то, что они оба воспринимали радиальные и осевые нагрузки, т.е. были «упорными», а технологические подшипники воспринимали только радиальные нагрузки, т.е. «плавающими».

Анализ результатов КВИ подшипников практически при всех испытаниях показал, что износ одного из испытываемых подшипников

насоса окислителя ТНА РД120 был близок к предельному. Анализ состояния этого же подшипника после КВИ двигателей и специальных поверочных испытаний двигателей, показал, что замечаний к их работоспособности нет. Продолжительность работы подшипников при этих видах испытаний схожа.

Исходя из вышеописанного, необходимо ответить на вопрос, какие силы повлияли на повышенный износ подшипника и почему они отразились только на одном подшипнике насоса? А также как улучшить конструкцию установки для контрольно-выборочных испытаний (КВИ) подшипников для более полного соответствия условий работы шарикоподшипника в установке и в двигателе?

2. Условия испытаний

Для проведения контрольно-выборочных испытаний была разработана специальная установка (рис. 2).

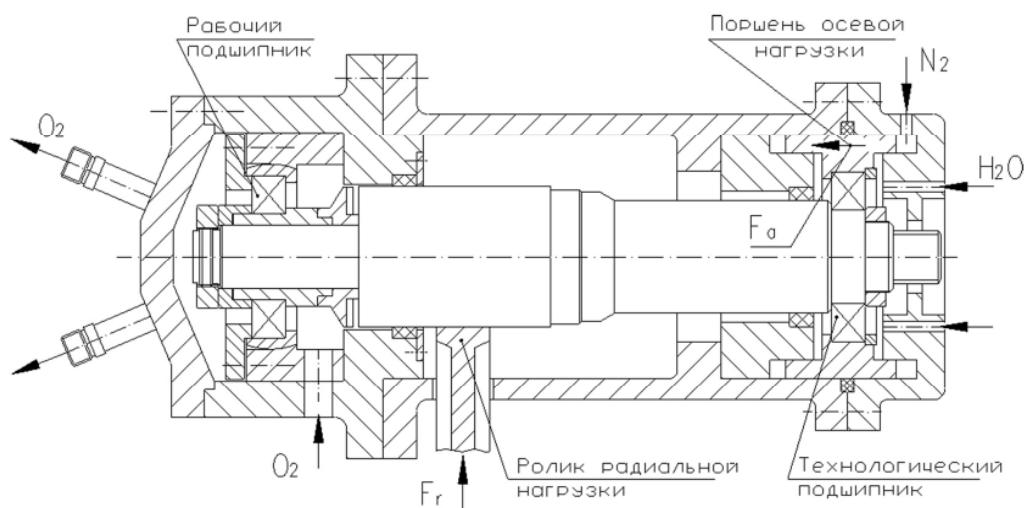


Рис. 2. Конструкция специальной установки для КВИ подшипников

Как видно из рисунка, ротор установки для КВИ подшипников установлен в корпусе на двух одинаковых шарикоподшипниках. Испытываемый подшипник, для соблюдения подобия рабочих условий, смазывается и охлаждается жидким кислородом. Технологический подшипник смазывается и охлаждается водой.

Для испытаний использовался ротор массой 22 кг. Частота вращения $n = 23200$ об/мин.

На подшипники при работе ТНА действуют две составляющие силы - осевая (A) и радиальная (R). Поэтому в конструкции установки предусмотрены технологические решения, позволяющие создавать осевые и радиальные нагрузки.

Требуемая величина осевой силы создавалась путем подачи воздуха (азота) под давлением в полости поршня установки, усилие от поршня передавалось через наружное кольцо технологического подшипника.

Радиальная сила создавалась за счет прижатия специального вращающегося ролика к ротору. Сила прижатия создавалась пневмопоршнем.

Методика создания осевого усилия учитывала гидравлические усилия, действующие на ротор и испытываемый подшипник.

Согласно программе испытаний «упорный» подшипник испытывался при радиальной нагрузке $R = 500$ кгс и осевой $A = 1300 \dots 2000$ кгс, «плавающий» $R = 500$ кгс и $A = 0 \dots 450$ кгс, соответственно.

Проверка работоспособности подшипников при работе их с указанными нагрузками проводилась в течение 1860 с.

3. Результаты испытаний

Испытания «плавающего» подшипника при КВИ (нагруженного осевой силой $A = 0 \dots 450$ кгс) сопровождались высоким уровнем вибрации корпуса в зоне расположения рабочего подшипника (рис. 3).

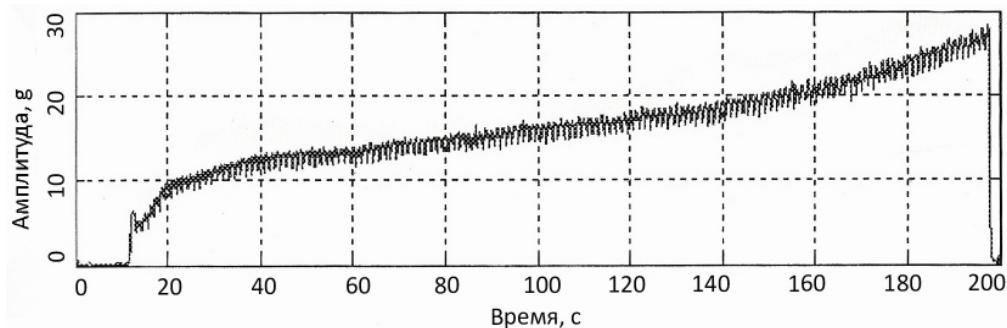


Рис. 3. Радиальная вибрация корпуса в зоне расположения рабочего подшипника 213 при КВИ

Дефектация подшипников показала, что они сильно изнашивались с увеличением осевого и радиального зазоров. Осевой люфт увеличивался практически в два раза и достигал по величине 1,5 мм.

На поверхности желоба наружной обоймы образуются следы равномерного износа матового оттенка, расположенные почти по всей ширине желоба по обе стороны от плоскости симметрии. На поверхности желоба внутренней обоймы происходит износ и выкрашивание металла (рис. 4).

Было несколько случаев аварийного прекращения испытания (АПИ) по причине высокого уровня виброперегрузок, а также 3 случая, когда испытания закончились взорванием установки и взрывом стенда.

Следует отметить, что перед испытанием одного из подшипников было выполнено дополнительное крепление корпуса установки к станине швеллером №14, исходя из версии

возбуждения колебаний ротора из-за резонансных колебаний корпуса. Версия не подтвердилась, подшипник имел такой же износ, как и предыдущие.



Рис. 4. Следы износа на внутренней обойме

При работе в составе ТНА двигателя РД120 данный подшипник замечаний по работоспособности не имел.

Основное отличие заключается в том, что в ТНА этот подшипник «плавающий», а в установке – «упорный».

Испытания «упорного» подшипника, нагруженного осевой силой значительной величины ($A = 1300 \dots 2000$ кгс), проходили практически без замечаний. Износ подшипника был неизначительным после суммарной наработки $\tau_{\Sigma} = 1860$ с.

4. Анализ условий работы подшипников

Сравнение условий работы подшипников в составе двигателя и в установке показало, что основным отличием в нагружении является следующее: в двигателе радиальная нагрузка на подшипник возникает за счет центробежных сил, определяемых статическим и динамическим дисбалансом ротора, а в установке радиальное усилие действует на подшипник статически, вдоль постоянного направления. Кроме того, за счет дисбаланса ротора, к постоянному усилию добавляется неучтенное методикой испытаний центробежное усилие.

Без учета радиальных зазоров из-за упругости подшипников центробежная сила, возникающая за счет допустимого дисбаланса, не превышала бы 18 кгс.

Под воздействием внешних радиальных нагрузок подшипник деформируется со сме-

щением осей внутреннего и наружного колец подшипника. Создается некоторый радиальный зазор, из-за которого ось ротора имеет эксцентриситет. При низких оборотах величина радиальной силы, созданная этим эксцентризитетом, мала, и ею можно пренебречь. С возрастанием оборотов и окружной скорости, в частности радиальная сила, вызываемая смешением оси вращения ротора, может значительно превосходить величину радиальной силы, созданной дисбалансом ротора.

Данное обстоятельство вызвало интерес к более полному анализу динамики ротора и сил, возникающих в опорах.

Были проведены экспериментальные исследования упругости подшипников с замерами радиальных смещений под воздействием статических радиальных и осевых нагрузок.

Получено, что величина радиального смещения центра массы ротора $\Delta r_{\text{Ц}}$ вследствие упругих деформаций двух подшипников 213 на роторе и радиальных зазоров в корпусных деталях установки для КВИ описывается равенствами:

$$\Delta r_{\text{Ц}} = 1,55 \cdot R \cdot 10^{-4} + \frac{\delta}{2}, [\text{мм}] \text{ при } A_{\text{ЦР}} = 0 \text{ кгс} \quad (1)$$

$$\Delta r_{\text{Ц}} = 1,55 \cdot R \cdot 10^{-4}, [\text{мм}] \text{ при } A_{\text{ЦР}} = 450 \text{ кгс} \quad (2)$$

$$\Delta r_{\text{Ц}} = 1,35 \cdot R \cdot 10^{-4}, [\text{мм}] \text{ при } A_{\text{ЦР}} = 2000 \text{ кгс}. \quad (3)$$

Графические характеристики представлены на рисунке 5.

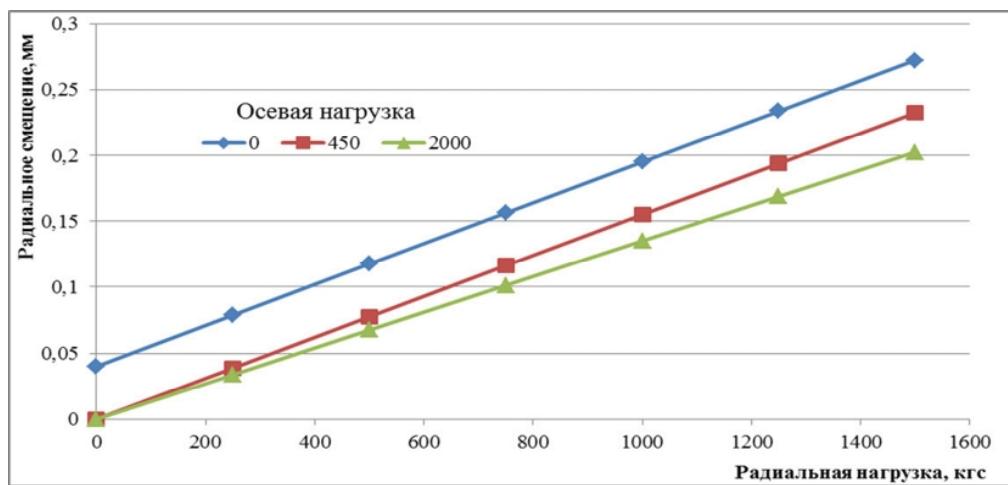


Рис. 5. Радиальные смещения шарикоподшипника под действие радиальной нагрузки

По результатам экспериментальных исследований упругости подшипников было определено, что наличие в установке радиальных зазоров и радиальной податливости опор приводит к росту фактического дисбаланса ротора, из-за движения ротора в радиальном направлении. Как следствие, возникает дополнительное переменное усилие, действующее на подшипник.

В нагружении подшипников участвовало не только статическое усилие, передающееся через ролик, но и динамическое, обусловленное вращением вала и ролика. На основе этого была изменена методика создания радиальной силы и конструкция установки. Было предложено отказаться от нагружения роликом и перейти к нагружению подшипников за счет

центробежных сил, создавая при сборке ротора дисбаланс требуемой величины.

Для этого вал был доработан под установку специальной эксцентричной гайки.

Также была изменена фиксация подшипников в установке, за счет изменения конструкции втулки, в которую устанавливается рабочий

шарикоподшипник, и введения фиксирующего кольца для технологического подшипника. После этих изменений испытываемый подшипник стал «плавающим», а технологический «упорным». Конструкция доработанной установки приведена на рисунке 6.

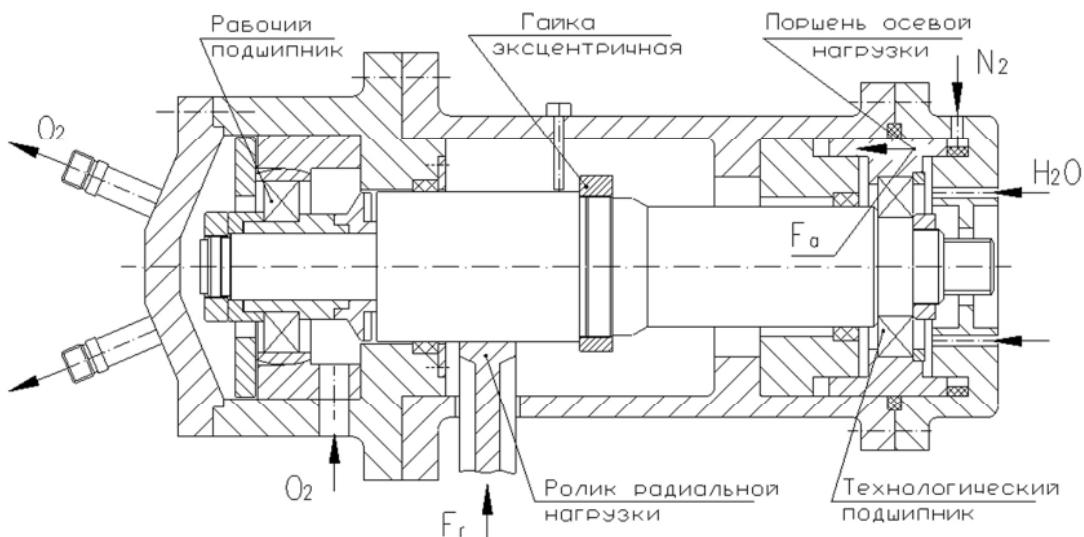


Рис. 6. Доработанная конструкция установки для КВИ подшипников

Испытания подшипников в доработанной установке показали правильность принятых мер. Замечаний к состоянию подшипников при осмотре не было. Величины износов подшипников после КВИ подшипников в установке соответствовали уровню износа при испытаниях в составе двигателей.

5. Механизм износа шарикоподшипника

Как уже сказано во введении, ускоренный износ при специальных испытаниях подшипников, наблюдался только в одном подшипнике насоса, который в ТНА имеет свободу осевых перемещений, а в установке нет. Но почему?

Было рассмотрено, что опоры, имеют осевой и радиальный монтажный зазоры, также под воздействием нагрузок, которые деформируют шарики и обоймы подшипника, эти зазоры только увеличиваются. Вследствие этого обоймы подшипника могут смещаться в осевом и радиальном направлениях.

На рисунке 7 представлена схема поперечного сечения шарикоподшипника при радиальном смещении обойм относительно друг друга.

Из рисунка следует, что внутренняя обойма подшипника под действием радиальной нагрузки перемещается относительно наружной в радиальном направлении в пределах некоторого радиального зазора δ , который является суммой монтажного (начального) зазора в подшипнике и зазора из-за упругости подшипника.

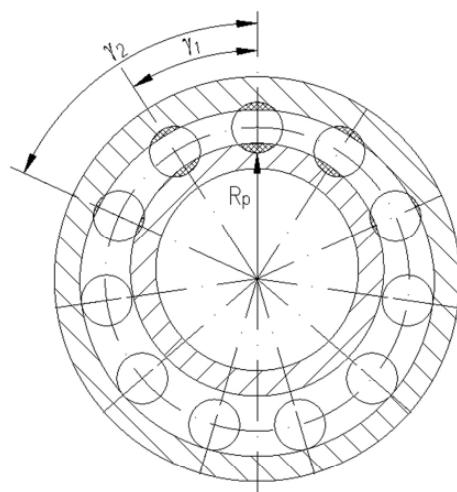


Рис. 7. Схема поперечного сечения шарикоподшипника при радиальном смещении обойм

При этом ось внутренней обоймы описывает окружность с радиусом $r_{\text{Ц}} = \delta/2$.

Радиальное смещение обойм приводят к тому, что при работе шарикоподшипниковой опоры нагрузки на шарики распределяются неравномерно, и только часть шариков находится в контакте с обоймами подшипника. Вторая часть шариков контактирует лишь с внешней обоймой под действием центробежной силы.

Режим работы шарикоподшипника, при котором нагрузка воспринимается только частью шариков, называется режимом работы с радиальным зазором.

Такой режим работы приводит к неблагоприятному распределению нагрузки в шарикоподшипнике и, как следствие, к повышенному износу и уменьшению ресурса работы.

Из литературы известно, что режим работы с радиальным зазором реализуется при соблюдении неравенства, [1, 2]:

$$A_{\min} \leq 1,67 \cdot R_p \cdot \operatorname{tg} \beta_b + A_{\text{ш}}, \quad (4)$$

где A_{\min} – минимальная осевая нагрузка при загрузке всех шариков;

R_p – внешняя радиальная нагрузка на шарикоподшипнике.

Рассмотрим более подробно, как осевая сила влияет на распределение нагрузки в шарикоподшипнике.

На рисунке 8 представлена схема продольного сечения шарикоподшипника без осевой нагрузки а) и под ее действием б).

Как видно из рисунка, осевая нагрузка на шарикоподшипник приводит к смешению обойм в пределах осевого люфта подшипника. При этом радиальный зазор исчезает. Это приводит к тому, что все тела качения находятся в контакте с обоймами подшипника, а значит благоприятному распределению нагрузок.

Рассмотрим подробно нагрузки, действующие на шарикоподшипник.

Осевая стационарная нагрузка $A_{\text{сум.ст}}$ на шарики упорного подшипника определяется суммой осевых сил на роторе $A_{\text{рот}}$ и осевой силы на сепараторе $A_{\text{сеп}}$ от перепада давления при протеке охлаждающей жидкости через подшипник:

$$A_{\text{сум.ст}} = A_{\text{рот}} + A_{\text{сеп}}. \quad (5)$$

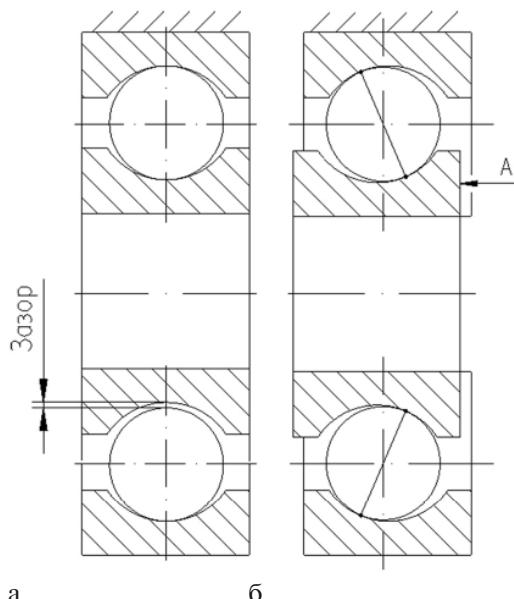


Рис. 8. Схема продольного сечения шарикоподшипника без осевой нагрузки и под ее действием

Под действием осевой нагрузки $A_{\text{сум.ст}}$ на подшипник в нем возникают радиальные составляющие вследствие наличия угла между шариком, который и передает нагрузки, и желобом подшипника (угол контакта):

$$R_{\text{сум.ст}} = \frac{A_{\text{сум.ст}}}{Z} \cdot \operatorname{ctg} \beta_b, \quad (6)$$

где Z – число шариков;

β_b – угол контакта с внутренней обоймой.

Радиальная составляющая $R_{\text{сум.ст}}$ обжимает внутреннее кольцо подшипника, фиксируя вал в положении статического равновесия, поэтому ее еще называют центрирующей силой, следовательно увеличение суммарной осевой нагрузки $A_{\text{сум.ст}}$ увеличивает центрирующую радиальную силу ротора $R_{\text{сум.ст}} = f(A_{\text{сум.ст}}, \beta_b)$.

Кроме стационарных нагрузок подшипник испытывает и динамические нагрузки: динамические центробежные нагрузки от неуравновешенного ротора и динамические радиальные нагрузки от массы самих шариков, из-за их орбитального вращения вокруг оси подшипника.

Радиальная нагрузка от массы самих шариков определяется по формуле:

$$R_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \cdot r_0 \cdot \omega_c^2, \quad (7)$$

где $m_{\text{ш}}$ – масса шарика;

r_0 – радиус орбиты шариков;

ω_c – угловая частота вращения сепаратора.

Под действием динамической радиальной нагрузки $R_{\text{ш}}$ на шарик, также как и в случае со стационарными нагрузками, из-за наличия угла контакта, возникает осевая динамическая составляющая $A_{\text{ш}}$, направленная против осевой суммарной стационарной нагрузки $A_{\text{сум.ст}}$, и определяется по формуле:

$$A_{\text{ш}} = R_{\text{ш}} \cdot \operatorname{tg} \beta_h, \quad (8)$$

где β_h – угол контакта с наружной обоймой.

Под действием динамической радиальной нагрузки $R_{\text{ш}}$ на шарик линия давления между шариком и желобами колец подшипника претерпевает излом, при этом угол контакта шарика с желобом внутреннего кольца становится больше угла контакта с желобом наружного кольца [3]

$$\beta_b > \beta_h. \quad (9)$$

Из условия равновесия шарика в проекциях на оси координат получено:

$$\operatorname{ctg} \beta_h - \operatorname{ctg} \beta_b = Z \cdot R_{\text{ш}} / A_{\text{сум.ст}}. \quad (10)$$

Для иллюстрации величин углов контакта с внутренней и наружной обоймой ниже представлены численные результаты расчетов из книги Ковалева М.П [3].

Для подшипника ЗА126206Р1 при:

$$\begin{aligned} - A_{\text{сум.ст}} &= 40 \text{ кгс} \\ - n_B &= 40000 \text{ об/мин}, \\ \text{получено: } \beta_B &= 39^{\circ}050' 23,96''; \beta_H = 9^{\circ}010' 15,49''. \end{aligned}$$

Значительное увеличение углов контакта с внутренней обоймой, по сравнению с их номинальным значением, особенно при небольших осевых нагрузках, может вызвать выход эллиптической поверхности контакта на цилиндрический бурт внутренней обоймы (кольца) подшипника. Вследствие этого образуются заусенцы от пластической деформации края бурта с выдавливанием металла на бурт.

Радиальное относительное смещение колец приводит к тому, что углы контакта, так же как и расстояния между центрами кривизны дорожек качения (желобов), будут разными [3].

Из-за разных углов контакта распределение сил, передающихся от внутренней обоймы на наружную через шарики, также неравномерно.

Величина осевой силы на каждом шарике A_i обратно пропорционально количеству нагруженных шариков:

$$A_i = (A_{\text{сум.ст}} + A_{\text{ш}}) Z / Z_i - R_{\text{ш}} \cdot \operatorname{tg} \beta_H, \quad (11)$$

где Z_i — число нагруженных шариков.

Величина радиальной силы R_i , действующей на шарик, определяется по формуле:

$$R_i = R_0 \cdot \cos \gamma_i, \quad (12)$$

где R_0 — радиальная сила на самом нагруженном шарике;

γ_i — угол расположения шарика по окружности.

На шарики, расположенные на горизонтальной оси, радиальная сила не передается. Наиболее нагруженный шарик находится в плоскости вектора радиальной силы, углы контакта на котором наименьшие:

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{A_i}{R_i}. \quad (13)$$

При вращении подшипника углы контакта на шариках, при перемещении их от горизонтальной оси до вертикальной, уменьшаются по мере увеличения радиальной силы, а затем, при дальнейшем перемещении, увеличиваются.

При отсутствии внешней нагрузки положение шариков определяется равнодействующей сил собственных центробежных сил и сил от перепада давления при протоке жидкости, при этом шарики изменяют свое расположение относительно наружной обоймы. Перемещаясь поперец желоба наружной обоймы, шарики

теряют контакт с внутренней обоймой, образуется зазор.

При отсутствии протока жидкости через подшипник, шарики перекатятся к центру желоба (в плоскость симметрии) наружной обоймы под действием лишь осевой составляющей центробежной силы шарика $A_{\text{ш}}$.

При наличии протока жидкости через подшипник, под действием массовых сил равновесие шарика наступит на некотором отдалении от центра желоба со смещением в сторону движения жидкости.

Величина угла контакта шарика β_H при этом определяется как:

$$\operatorname{tg} \beta_H = \frac{A_{\text{сен}i} \pm A_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}}, \quad (14)$$

где $A_{\text{сен}i}$ — осевая сила, действующая на шарик при протоке жидкости;

знак в формуле зависит от направления потока относительно действия осевой силы A_i .

В обоих случаях с протоком жидкости и без протока, происходит периодическое перемещение шариков, освобождающихся от контакта с внутренней обоймой, на больший радиус качения.

При вращении подшипника, вновь нагруженные шарики, находящиеся на большем радиусе, выступая над всеми остальными, будут неизбежно подвергаться смещению к орбите нагруженных. Во время смещения происходит трение-скольжение шарика по поверхностям обоих желобов и его пластическая деформация, т.к. вся радиальная сила ротора на короткое время может передаваться только через этот шарик.

Необходимо отметить и тот факт, что углы между касательными к поверхностям желобов колец подшипника имеют острый угол. Это приводит к тому, что при сближении колец, шарик находящийся на большем радиусе будет зажат между желобами также под острым углом, что приводит к большим контактным напряжениям.

Картина повторяется при перемещении шарика на $\sim 180^\circ$. Контактные напряжения в точках касания шариков могут быть очень большими и, в случае превышения предела пластичности, на поверхностях желобов и тел качения появляются следы вмятин.

Цепочка вмятин образует полоску следов с неровными краями по всей окружности. Такие следы образовались и на шарикоподшипниках ТНА двигателя РД 120.

Таким образом, при работе «упорного» подшипника при недостаточной величине осевой нагрузки происходит его повышенный износ.

В «плавающем» подшипнике за счет наличия свободы перемещений наружная обойка перемещается синхронно с перемещениями ротора и хотя в подшипнике и реализуется режим работы с радиальным зазором, однако, нет перемещений шариков по желобу из-за отсутствия осевых сил. Этот режим так же уменьшает ресурс подшипника, однако, в меньшей степени.

Заключение

1. Экспериментально показано влияние радиальной нагрузки на упругость шарикоподшипника.
2. Предложена версия причины повышенного износа шарикоподшипника и показан

механизм его работы на режиме с радиальным зазором.

Литература

1. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин [Текст] / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев; под общ. ред. А.С. Кельзон. — Л.: Машиностроение, 1977. — 287с.
2. Спицын Н.А. Опоры осей и валов машин и приборов [Текст] / Н.А. Спицын. — М., Машиностроение, 1970. — 520 с.
3. Ковалев М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М.П. Ковалев, М.З. Народецкий. — М., Машиностроение, 1975. — 280 с.

Поступила в редакцию 06.06.2017 г.

О.П. Бадун, Я.М. Иванов. Спеціальні випробування шарикопідшипників

Розглянуто результати випробувань та дефектації стану шарикопідшипників, що пройшли випробування на спеціальній установці для КВВ підшипників та в складі ТНА РРД. Виділено існуючу основну проблему експлуатації шарикопідшипникової опори у складі швидкохідного роторного агрегату, що полягає в надмірному зносі її елементів. Розглянуто розподіл навантажень в швидкохідних шарикопідшипниках. Виділена їх особливість, що полягає у тому, що навіть невеликий ексцентриситет при радіальному зміщенні обойм підшипника, може викликати радіальне навантаження, величиною більшою за навантаження від дисбалансу ротору. Запропоновано версію причини надмірного зносу шарикопідшипника та показаний механізм його роботи на режимі з радіальним зазором.

Ключові слова: РРД, ТНА, насос, підшипник, осьові та радіальні сили, знос.

O.P. Badun, c.t.s. Y.N. Ivanov. Ball bearings special tests

The article describes the results of testing and post-test inspection of the ball bearings status subjected to special tests on the specific unit for the bearings CRT and tests in the LPE TP composition. Also it signs out the main problem of the ball bearing operation as a part of the high-speed rotatory aggregate, which consists in sufficient deterioration of its components. Then authors consider the loads distribution in high-speed ball bearings; specify their peculiarity consisting in the fact that even minor centering error at bearing races radial displacement may cause a radial load exceeding the load due to rotor out-of-balance by size; suggest the possible reason of the ball bearing sufficient wearing, as well as show its operational principle for mode with radial clearance.

Key words: LPE, TP, pump, bearings, axial and radial forces, deterioration.

УДК 629.7.063.7

Н.А. БОРИСОВ, О.Г. ГОЛУБКОВ, В.П. ПАРАФЕЙНИК, О.Н. ЩЕРБАКОВ

ПАО «Сумское НПО», Украина

МАСЛОСИСТЕМА ГАЗОТУРБИННОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА КАК ИСТОЧНИК УТИЛИЗИРУЕМОЙ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Рассмотрены конструктивные особенности маслосистемы газоперекачивающего агрегата с газотурбинным приводом с применением кожухотрубчатого газомасляного теплообменника в составе маслосистемы привода агрегата. Предложена конструкция кожухотрубчатого газомасляного теплообменника на базе биметаллических ребристых труб с безопасным каналом, обеспечивающим охлаждение масла системы смазки газотурбинного двигателя и подогрев топливного газа перед дозатором топлива двигателя. Приведены результаты испытаний опытного образца кожухотрубчатого газомасляного теплообменника, позволившие уточнить математическую модель процесса теплопередачи в теплообменнике. Показано, что применение газомасляного теплообменника в маслосистеме газоперекачивающего агрегата приведет к экономии материальных и энергетических ресурсов, при этом ожидаемый годовой экономический эффект составит около 540 тыс. грн.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, маслосистема, кожухотрубный газомасляный теплообменник, биметаллическая ребристая труба, безопасный канал, термическое сопротивление, приведенные затраты, экономический эффект.

Введение

В составе газотранспортной системы (ГТС) Украины газотурбинные компрессорные агрегаты, применяемые для транспорта природного газа по магистральным газопроводам (МГ) и его закачки в подземные хранилища, составляют около 80% от общего количества эксплуатируемых агрегатов. Агрегаты оснащены двигателями различного типа с эффективным коэффициентом полезного действия (КПД) 24...34%.

Газотурбинный привод (ГТП) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) создается, преимущественно, на основе газотурбинных двигателей (ГТД) простого рабочего цикла судового или авиационного типа. При мощности силовой турбины (СТ) 6,3 ... 32,0 МВт современный двигатель имеет КПД 31...39%, соответственно (ISO 2314). Таким образом, только (31...39)% теплоты, производимой в его газогенераторе, превращается в механическую энергию для привода центробежного компрессора (ЦК) в составе ГПА. Остальная доля теплоты, образующейся при сгорании топливного газа (ТГ), с выхлопными газами и подогреваемым вентиляционным воздухом силового блока ГПА рассеивается в окружающей среде.

ГПА является сложной энергопреобразующей системой, работа которой сопровождается не только значительными потерями теплоты в ГТД

из-за несовершенства его рабочего процесса, но и ее дополнительной «выработкой» при сжатии транспортируемого газа в ЦК и при нагреве масла в маслосистеме (МС) агрегата, обеспечивающей работоспособность опорно-упорных узлов роторов ЦК и ГТД. В связи с этим актуальной задачей для разработчиков ГПА является обеспечение теплового (мощностного) баланса агрегата с минимальными дополнительными энергозатратами, а также выявление возможностей их экономии во всей энергопреобразующей цепи «ТГ на входе в агрегат – технологический газ, подаваемый в МГ».

В условиях экономии материальных и энергетических ресурсов при проектировании и эксплуатации ГПА особое внимание уделяется утилизации теплоты, которая выделяется при их работе. Последнее, в частности, относится к МС ЦК и ГТД.

В настоящей работе представлено решение одной из этих задач – повышение эффективности ГПА за счет использования утилизационного кожухотрубчатого газомасляного теплообменника (ГМТ), предназначенного для подогрева ТГ системы топливопитания ГТД теплотой масла, циркулирующего через МС и ГМТ.

Целью работы является исследование возможности повышения энергоэффективности ГПА при использовании в составе маслосистемы ГТД утилизационного ГМТ.

Объект исследования

Важными системами в составе ГТД агрегата являются системы топливопитания и МС, от которых в значительной мере зависит надежная работа ГТД при различных температурных режимах окружающей среды. При пониженных температурах в системе топливопитания предусматривается подогрев ТГ до температуры не менее 293...303 К, что требует дополнительных затрат энергоресурсов, т.к. подогрев ТГ выхлопными газами в шахте ГПА не допускается.

В настоящее время подогрев ТГ в ГТД осуществляется в специальных подогревателях огневого типа с промежуточным теплоносителем, на работу которого дополнительно затрачивается определенное количество природного газа. Применение утилизационного ГМТ позволяет частично или полностью исключить применение подогревателя ТГ и, как следствие, сэкономить природный газ.

В МС ГТД, обеспечивающей смазку и охлаждение высокотемпературных опорных узлов двигателя, вырабатываются значительные тепловые потоки, для отвода которых в окружающую среду в МС агрегата предусматриваются специальные теплообменные секции в составе аппаратов воздушного охлаждения (АВО) блока охлаждения турбинного масла типа ТП-22С.

На рис. 1 представлена функциональная схема МС ЦК, а на рис. 2 -функциональная схема МС ГТД в составе блочно-комплектного агрегата типа ГПА-Ц конструкции ПАО «Сумское НПО» в двух вариантах: традиционной конструкции (а) и с применением утилизационного ГМТ для подогрева ТГ в системе топливопитания приводного ГТД (б).

В схеме МС ЦК источниками теплоты являются: ОП, УП и концевые УПЛ (рис. 1). Выделенная в них теплота отводится в окружающую среду в блоке МО с использованием АВО.

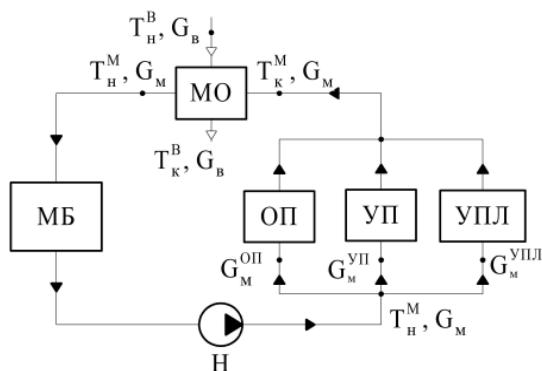


Рис. 1. Функциональная схема МС центробежного компрессора:

МО – маслоохладитель; МБ – маслобак; Н – насос; ОП – опорные подшипники; УП – упорный подшипник; УПЛ – концевые уплотнения ротора ЦК

В конструкции МС двигателя (рис. 2, б) кожухотрубчатый ГМТ играет роль утилизатора теплоты масла, выделяемой в опорных узлах ГТД. Участие в процессе теплообмена в утилизаторе таких сред, как ТГ и турбинное масло, предъявляет повышенные требования к безопасной работе ГМТ: исключение утечек и смешивания рабочих сред, быстрое реагирование системы автоматизированного управления и защиты ГПА в случае возникновения аварийной ситуации. Быстрое реагирование обеспечивается применением специальной конструкции теплообменника, который соединен с системой аварийного останова агрегата.

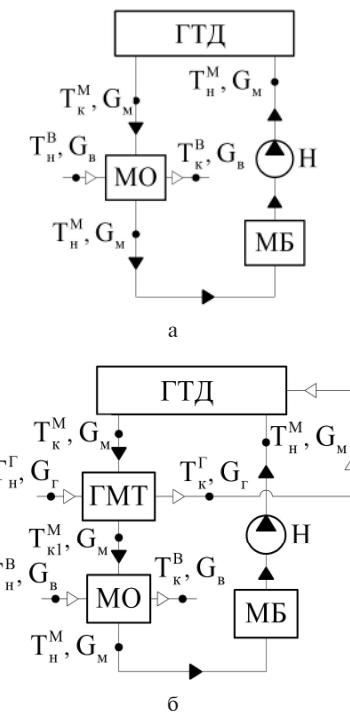


Рис. 2. Функциональная схема маслосистемы ГТД (обозначения см. рис. 1):

а – традиционной конструкции; б – с применением ГМТ

В качестве ГМТ предложена конструкция кожухотрубчатого теплообменника (рис. 3), созданного на основе биметаллических ребристых труб (БРТ) с безопасным каналом (БК). БК представляет собой спиральную канавку, заполненную воздухом, выполненную с помощью проточки на наружной поверхности внутренней трубы. Поперечное сечение образованной БК имеет форму полуокружности (3, рис. 4).



Рис. 3. Общий вид ГМТ на базе биметаллических ребристых труб с БК

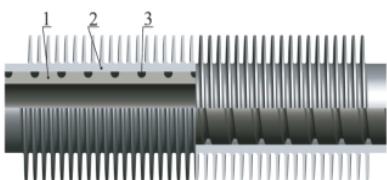


Рис. 4. Биметаллическая ребристая труба с БК:
1 – внутренняя труба; 2 – наружная ребристая труба;
3 – спиральный БК

Опытный образец ГМТ разработан в Специальном конструкторском бюро ПАО «Сумское НПО» для подогрева ТГ в системе топливопитания агрегата типа ГПА-Ц-16Cc ГТД ДГ90Л2.1 [1, 2]. Основные конструктивные характеристики ГМТ и БРТ с БК представлены на рис. 3 и рис.4, соответственно. Расчетные тепловые и конструктивные характеристики ГМТ, полученные для экстремального режима работы ГТД, представлены в табл.1.

Таблица 1
Характеристики ГМТ на базе БРТ с БК

Наименование параметра	Величина (наименование)
<i>Тепловые характеристики</i>	
Холодный теплоноситель	природный газ
Расход газа, кг/с	0,857
Температура газа на входе, К	287,5
Температура газа на выходе, К	353
Давление газа, МПа	3,1
Горячий теплоноситель	смазочное масло ТН-22С
Расход смазочного масла, кг/с	3,06
Температура масла на входе, К	380,4*
Температура масла на выходе, К	360*
Давление масла, МПа	0,6
Тепловая мощность, кВт	136
<i>Геометрические характеристики</i>	
Габаритные размеры ГМТ (диаметр × длина), мм	420×3520
Материал внутренней трубы	сталь 12Х18Н10Т
Материал наружной ребристой трубы	алюминиевый сплав АД1
Коэффициент оребрения	9
Параметры внутренней трубы (диаметр × толщина), мм	18×3
Наружный диаметр ребристой трубы, мм	36
Ширина безопасного канала, мм	2,2
Глубина безопасного канала, мм	1,5
Шаг безопасного канала, мм	7
Компоновка труб	шахматная
Шаг труб (поперечный × продольный), мм	86,6×25
Эффективная длина труб, мм	2500
Количество труб	44
Число ходов по трубам	2

* Выбраны для экстремального режима работы ГМТ.

В связи с отсутствием данных по величине термического сопротивления воздуха в БК тепловой расчет опытного образца ГМТ для экстремального режима работы ГТД выполнен с допущением, что величина термического сопротивления контакта БРТ с БК определяется по зависимости, изложенной в [3] для БРТ без БК.

Применение ГМТ на базе БРТ с БК позволяет обеспечить одновременно охлаждение масла системы смазки ГТД и подогрев ТГ перед дозатором ГТД [2], что позволяет улучшить конструктивные характеристики блока МО.

Методические основы расчетного анализа

Для МС компрессора можно записать следующие уравнения материального и теплового балансов (1)-(2):

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{UP} + G_M^{OP} + G_M^{UPL}; \quad (1)$$

$$Q^{MO} = Q^{UP} + Q^{OP} + Q^{UPL}, \quad (2)$$

где G_M , G_M^{MO} , G_M^{UP} , G_M^{OP} , G_M^{UPL} – расходы масла через МС, кг/с;

Q^{MO} – отводимое в МО количество теплоты, Вт;

Q^{UP} , Q^{OP} , Q^{UPL} – теплота, выделяемая в узлах ЦК (МО, УП, ОП, УПЛ – см. рис. 1), Вт.

В свою очередь [4]:

$$Q^{MO} = G_M C_p^{MO} (T_k^M - T_h^M); \quad (3)$$

$$Q^{UP} = G_M^{UP} C_p^{UP} (T^{UP} - T_h^M); \quad (4)$$

$$Q^{OP} = G_M^{OP} C_p^{OP} (T^{OP} - T_h^M); \quad (5)$$

$$Q^{UPL} = G_M^{UPL} C_p^{UPL} (T^{UPL} - T_h^M), \quad (6)$$

где C_p^{MO} , C_p^{UP} , C_p^{OP} , C_p^{UPL} – теплоемкость масла при средней температуре в МО, УП, ОП и УПЛ, Дж/(кг·К);

T_k^M , T_h^M – начальная и конечная температуры масла в МО, К;

T^{UP} , T^{OP} , T^{UPL} – температуры масла на выходе из соответствующих подшипников и уплотнений, К.

Система уравнений (1)-(2) является обобщенной и применимой в случае использования опор скольжения и уплотнений роторов

компрессоров, работающих на масле. В случае применения в конструкции ЦК других элементов (магнитный подвес ротора, торцевые газодинамические уплотнения и др.) соответствующие составляющие из уравнений (1)-(2) должны быть исключены.

Для традиционной конструкции маслосистемы ГТД уравнения материального и теплового балансов будут иметь вид:

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{\Gamma TD}; \quad (7)$$

$$Q^{MO} = Q^{\Gamma TD}, \quad (8)$$

где $G_M^{\Gamma TD}$ – расход масла через опорные элементы ГТД, кг/с;

$Q^{\Gamma TD}$ – теплота, отводимая из опорных элементов ГТД, Вт.

В случае применения утилизационного ГМТ уравнения теплового и материального балансов для маслосистемы ГТД можно представить в виде:

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{\Gamma MT} = G_M^{\Gamma TD}; \quad (9)$$

$$Q^{\Gamma TD} = Q^{MO} + Q^{\Gamma MT}, \quad (10)$$

где $Q^{\Gamma MT}$ – теплота, отводимая в ГМТ, Вт.

В свою очередь:

$$Q^{MO} = G_M C_p^{MO} (T_{kl}^M - T_h^M); \quad (11)$$

$$Q^{\Gamma MT} = G_M C_p^{\Gamma MT} (T_k^M - T_{kl}^M); \quad (12)$$

$$Q^{\Gamma MT} = G_T C_p^\Gamma (T_k^\Gamma - T_h^\Gamma), \quad (13)$$

где C_p^{MO} , $C_p^{\Gamma MT}$ – теплоемкость масла при средней температуре в МО и ГМТ, Дж/(кг·К);

C_p^Γ – теплоемкость ТГ при средней его температуре в ГМТ, Дж/(кг·К);

G_T – расход ТГ, кг/с;

T_h^Γ , T_k^Γ – начальная и конечная температуры ТГ в ГМТ, К.

Для более полного описания процесса передачи теплоты в ГМТ систему уравнений (2)-(13) целесообразно дополнить зависимостями (14)-(16) [3]:

$$Q^{\Gamma MT} = k F \Delta T_{log}; \quad (14)$$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{mp}} + \frac{d_o \phi_p}{2 \lambda_{al}} \ln \left(\frac{d_o}{d_h} \right) + R_k \frac{d_o \phi_p}{d_k} + \right)^{-1} + \frac{d_o \phi_p}{2 \lambda_{st}} \ln \left(\frac{d_h}{d_{bh}} \right) + \frac{1}{\alpha_r} \frac{d_o \phi_p}{d_{bh}}; \quad (15)$$

$$R_k = R_{kl} + R_{bk}; \quad (16)$$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta p_i, \quad (17)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F – поверхность теплообмена, м²;

ΔT_{log} – среднелогарифмический температурный напор, К;

α_r – коэффициент теплоотдачи ТГ, протекающего внутри труб, Вт/(м²·К);

α_{mp} – приведенный коэффициент теплоотдачи от масла, Вт/(м²·К);

ϕ_p – коэффициент оребрения;

d_o – диаметр наружной ребристой трубы у основания ребра, м;

d_{bh} – внутренний диаметр внутренней трубы, м;

d_k – диаметр контакта поверхностей биметаллической трубы, м;

λ_{st} , λ_{al} – теплопроводность внутренней и наружной ребристой трубы Вт/(м·К);

R_{kl} – термическое сопротивление контакта БРТ с БК (м²·К)/Вт;

R_{bk} – термическое сопротивление контакта БРТ без БК (м²·К)/Вт;

R_{bh} – термическое сопротивление воздуха в БК, полученное по результатам испытаний ГМТ (м²·К)/Вт;

ΔP – суммарные потери давления при протекании теплоносителей в элементах ГМТ, МПа;

Δp_i – потери давления теплоносителей в i -том элементе конструкции ГМТ, МПа.

Величины α_r , R_{kl} , α_{mp} , ΔT_{log} определяются по зависимостям, изложенным в [3-6], соответственно.

Система уравнений (1)-(16) представляет собой алгоритм математической модели (ММ), описывающий теплофизические процессы в ГМТ.

Некоторые особенности методики экспериментальных исследований и результаты испытаний ГМТ

Опытно-экспериментальный образец ГМТ на основе БРТ с БК был изготовлен и прошел испытания на стенде научно-испытательного комплекса

ПАО «Сумское НПО». При испытаниях в качестве горячего теплоносителя использовалось трансформаторное масло (Т-1500, ГОСТ 982-80), а потребителем теплоты являлся атмосферный воздух, который поступал от специальной компрессорной установки 4ВМ2,5-25/8. Полость БК была заполнена атмосферным воздухом. ГМТ при испытаниях был теплоизолирован с применением матов на основе стекловолокна. При этом допускалось, что потери теплоты в окружающую среду отсутствуют. Параметры горячего и «холодного» теплоносителей выбраны с учетом тепловых режимов работы топливной и масляной систем агрегата типа ГПА-Ц-16С, созданного на основе двигателя ДГ90Л2.1. Испытания ГМТ на стенде проводились с соблюдением диапазона критериев подобия Рейнольдса и Прандтля по каждому из модельных теплоносителей (воздух, трансформаторное масло), которые при проектировании теплообменника определялись с учетом реальных условий работы ГМТ (природный газ, турбинное масло ТП-22С).

Задача теплотехнических испытаний заключалась в определении термического сопротивления БК из-за отсутствия в научно-информационных источниках данных по величине требуемого параметра.

По результатам испытаний ГМТ на основе БРТ с БК получены следующие зависимости: тепловых потоков (горячего и холодного теплоносителя) от среднелогарифмического температурного напора, потерю давления в ГМТ от расходов теплоносителей, а также величины термического сопротивления воздуха в БК от среднелогарифмического температурного напора. По каждой из указанных зависимостей получено 9 экспериментальных точек. Диапазон тепловых потоков в ГМТ составил: трансформаторное масло – 5,889...20,773 кВт; воздух – 5,563...19,965 кВт. Величина среднего логарифмического температурного напора находилась в пределах 285,3...310,7 К. Температуры горячего и «холодного» теплоносителей на входе в ГМТ составляли: по трансформаторному маслу – 310,6...354,1 К; по воздуху – 283,4...288,8 К. Температуры горячего и «холодного» теплоносителей на выходе из ГМТ составляли: 309,6...352,7 К (трансформаторное масло); 304,5...336,1 К (воздух).

Потери давления воздуха в ГМТ составили 13,8...35,1 кПа при расходе воздуха 0,33...0,396 кг/с, а потери давления трансформаторного масла 0,502...2,724 кПа при расходе масла 2,451...7,389 кг/с. Величина термического сопротивления воздуха в БК для данной конструкции БРТ с БК находилась в диапазоне

0,00608...0,00708 м²·К/Вт (рис. 5). Таким образом, согласно данным испытаний среднеквадратическая погрешность определения термического сопротивления воздуха в БК не превысила 15%.

Для уточнения величины теплосъема в опытном образце ГМТ для экстремального режима работы двигателя типа ДГ90Л2.1 был выполнен пересчет, в котором за определяющее значение величины термического сопротивления воздуха в БК принято среднеарифметическое значение термического сопротивления воздуха в БК равное 0,00652 м²·К/Вт и которое не выходит за пределы погрешности определения данной величины.

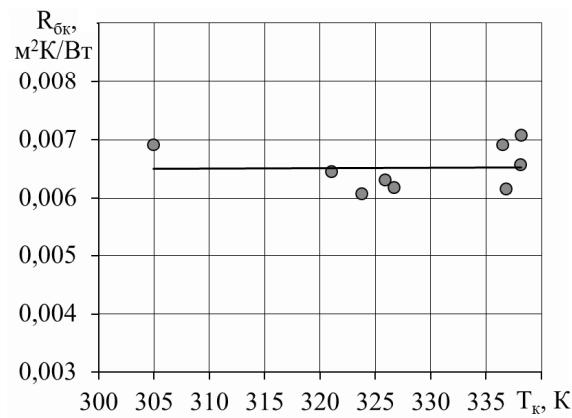


Рис. 5. График зависимости термического сопротивления воздуха в БК от температуры в зоне контакта цилиндрических поверхностей БРТ

По результатам пересчета ГМТ на условия работы двигателя ДГ90Л2.1 на экстремальном режиме в составе МС агрегата типа ГПА-Ц-16С, ГМТ на основе БРТ с БК обеспечивает следующие параметры: тепловая мощность – 54 кВт; температура природного газа на выходе из теплообменника – 313,9 К; температура масла на выходе теплообменника – 372,5 К. Согласно техническим условиям на двигатель ДГ90Л2.1 минимально допустимая температура топливного газа на входе ГТД составляет 293 К. Следовательно, ГМТ на основе БРТ с БК справляется со своей задачей – подогревом ТГ.

Экономическая эффективность применения ГМТ

Для оценки эффективности применения кожухотрубного ГМТ в маслосистеме ГПА использован экономический критерий – приведенные затраты З, которые являются нормативным критерием эффективности при оценке новой техники и учитывают как сферу производства, так и сферу эксплуатации объекта [7]:

$$3 = C + E_H K, \quad (18)$$

где 3 – приведенные затраты, грн/год;
 C – эксплуатационные расходы, грн/год;
 $E_H = 1/T$ – нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат;

K – капитальные затраты, грн;
 T – срок окупаемости капитальных затрат, лет.
На основе разработанной ММ создано соответствующее алгоритмическое и программное обеспечение, с использованием которого проведены расчеты по выбору наилучшего варианта системы подогрева топлива в конструкции ГТД для агрегата типа ГПА-Ц-16С для КС «Ананьев» (УМГ «Прикарпаттрансгаз»).

При расчетах экономической эффективности выбор наилучшего варианта проводился относительно сформулированного экономического критерия эффективности – приведенных затрат 3 . За годовой экономический эффект (Φ) принята разница между приведенными затратами по базовому варианту конструкции МС и системы топливопитания ГТД и варианту с применением ГМТ, обеспечивающему минимальную величину 3_{GMT} [8]:

$$\Phi = 3_{\text{БАЗ}} - 3_{\text{GMT}}, \text{ грн/год} \quad (19)$$

На рис.6 представлены зависимости 3 , K и C от температуры ТГ на входе в ГТД.

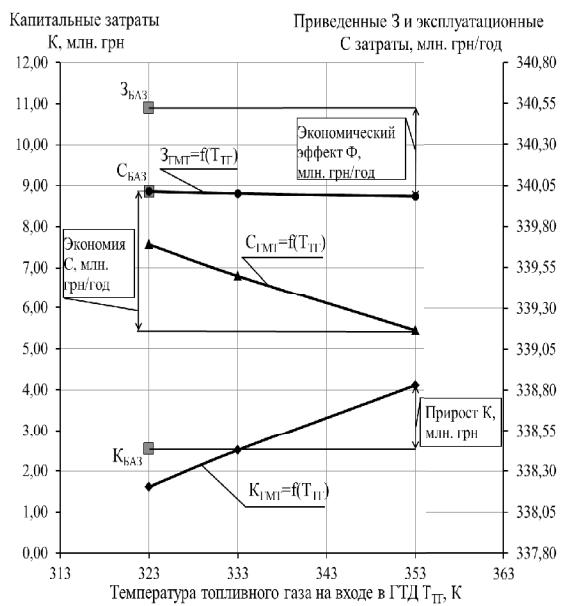


Рис. 6. График зависимости K , C , 3 от температуры ТГ на входе в ГТД

Как видно из рис. 6, в диапазоне температур ТГ 323...353 К экономия эксплуатационных затрат составит от 320 тыс. до 850 тыс. грн/год,

при этом экономия расхода ТГ составит от 42000 нм³/год до 115680 нм³/год. Указанная экономия C достигается за счет экономии расхода ТГ и количества потребляемой электроэнергии электродвигателями МО. С ростом температуры ТГ на входе в ГТД выше 333 К наблюдается увеличение капитальных затрат, которое связано с увеличением поверхности теплообмена ГМТ, а следовательно его массы и стоимости. При существующей цене на ТГ и тенденцией роста цен на природные ресурсы капитальные затраты, которые являются единоразовыми вложениями, окупятся за счет ежегодной экономии эксплуатационных расходов.

Таким образом, из анализа данных, представленных на рис. 6, следует, что применение ГМТ в МС ГТД для подогрева ТГ приводит к снижению приведенных и эксплуатационных расходов и росту капитальных затрат. При этом оптимальное (минимальное) значение критерия эффективности 3 соответствует температуре ТГ на входе в камеру сгорания ГТД равной $T_{II} = 353$ К при следующих конструктивных характеристиках ГМТ: внутренний диаметр кожуха – 0,8 м, длина труб – 3,5 м, параметры труб – соответствуют табл. 1, число ходов по трубам – 4. Это подтверждает правильность конструктивных решений, реализованных на стадии проектно-конструкторских разработок по созданию ГМТ.

Заключение

Исходя из системного анализа особенностей рабочего процесса газотурбинного компрессорного агрегата типа ГПА-Ц-16С конструкции ПАО «Сумское НПО», реализовано одно из конструктивных решений, позволяющее усовершенствовать конструкцию МС и системы топливопитания, с целью снижения энергозатрат при эксплуатации агрегата в составе линейной компрессорной станции.

Показано, что при утилизации низкопотенциального тепла в маслосистеме, обеспечивающей работу приводного газотурбинного двигателя ДГ90Л2.1 конструкции ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев), с использованием оригинальной конструкции ГМТ с БК для подогрева ТГ обеспечивается его экономия в объеме 115680 нм³/год при работе двигателя на экстремальном режиме.

На основе критерия приведенных затрат выполнен экономический анализ целесообразности применения ГМТ в составе систем МС и топливопитания агрегата ГПА-Ц-16С с двигателем ДГ90Л2.1. Ожидаемый экономический эффект от применения утилизационного ГМТ при работе ГПА составит около 540 000 грн/год.

Литература

1. Бодунов Д.П. Безопасное решение теплообмена для систем предварительного подогрева топлива на тепловых и электрических станциях [Текст] / Д.П. Бодунов – ООО «ГЕА Машимпэкс» // Газотурбинные технологии – 2013. – №6. – С. 18–19. – ISSN 2311-2646.
2. Борисов Н. А. Газомасляный утилизационный теплообменник в системе смазки газотурбинного двигателя [Текст] / Н.А. Борисов, В.В. Мирошниченко, В.М. Арсенев, О.Г. Голубков // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, вип. 2. – С. 40 – 45. – ISSN 0453-8307.
3. Бессонный А. Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения [Текст]: Справочник / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш, и др.; Под. общ. ред. В. Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача [Текст]: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
5. Зинявичюс Ф. В. Теплоотдача и сопротивление оребренных труб в потоке вязкой жидкости [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05. / Зинявичус Феликсас Вацловович. – Каunas, 1984. – 210 с.
6. Рабинович Г.Г. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки [Текст]: Справочник / Г.Г. Рабинович, П.М. Рябых, П.А. Хохряков и др.; Под. ред. Е.Н. Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1979. – 568 с.
7. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников [Текст] / Г.Е. Каневец. – К.: Наук. думка, 1979. – 271 с.
8. Смирнов А.В. Газомасляный кожухотрубный теплообменник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газопрекачивающего агрегата [Текст] / А.В. Смирнов, Р.Н. Середа, Н.А. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 93–98. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774-X.2016.10.14.

Поступила в редакцию 29.05.2017 г.

М. А. Борисов, О. Г. Голубков, В. П. Парафійник, О. М. Щербаков. Маслосистема газотурбінного компресорного агрегату як джерело утилізаційної теплоти для підвищення його ефективності

Розглянуто конструктивні особливості маслосистеми газопрекачувального агрегату з газотурбінним приводом з застосуванням кожухотрубчатого газомасляного теплообмінника в складі маслосистеми приводу агрегату. Запропонована конструкція кожухотрубчатого газомасляного теплообмінника на базі біметалевих оребрених труб з безпечним каналом, що забезпечує охолодження масла системи змащення газотурбінного двигуна і підігрів паливного газу перед дозатором палива двигуна. Наведено результати випробувань дослідного зразка кожухотрубчатого газомасляного теплообмінника, що дозволили уточнити математичну модель процесу теплопередачі в теплообміннику. Показано, що застосування газомасляного теплообмінника в маслосистемі газопрекачувального агрегату призведе до економії матеріальних і енергетичних ресурсів, при цьому очікуваний річний економічний ефект складе близько 540 тис. грн.

Ключові слова: газопрекачувальний агрегат, маслосистема, кожухотрубний газомасляний теплообмінник, біметалева оребрена труба, безпечний канал, термічний опір, приведені витрати, економічний ефект.

N. A. Borisov, O. G. Golubkov, V. P. Parafiyuk, O. N. Shcherbakov. Oil system of a gas turbine compressor unit as a source of utilization heat to increase its effectiveness

Considered design features of the oil system of gas compressor unit with gas turbine drive with the use of gas-oil shell and tube heat exchanger in the composition of the oil system of the drive unit. The design of a shell-and-tube gas-oil heat exchanger based on bimetallic finned tubes with a safe channel is provided that provides cooling oil of the lubricating system of the gas turbine engine and preheating fuel gas in front of the engine fuel dispenser. The results of tests of a prototype of gas-oil shell-and-tube heat exchanger are given, which made it possible to clarify the mathematical model of the heat transfer process in a heat exchanger. It is shown that the use of a gas-oil heat exchanger in the oil system of a gas compressor unit will lead to the saving of material and energy resources, while the expected annual saving rate will be about 540 thousand UAH.

Key words: gas-compressor unit, oil system, gas-oil shell-and-tube heat exchanger, bimetal finned tube, safe channel, thermal resistance, reduced costs and the saving rate.

УДК 629.735.015

А.С. ГОЛЬЦОВ, И.И. РЕДИН

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

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЯГОЙ ДВИГАТЕЛЯ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Для управления тягой двигателя беспилотного летательного аппарата (БпЛА) разработана адаптивная система автоматического управления. В состав адаптивной САУ входит модуль идентификации возмущающих воздействий, создаваемых аэродинамическими силами, и многомерный ПИ-регулятор. Идентификацию возмущающих воздействий выполняют с помощью рекуррентного алгоритма регуляризованного метода наименьших квадратов. Алгоритм ПИ-регулятора получен минимизацией среднеквадратических погрешностей управления воздушной скоростью полета и проекцией земной скорости полета на продольную ось БпЛА. Приведены результаты сравнения показателей эффективности штатной САУ БпЛА и адаптивной САУ.

Ключевые слова: адаптивная система управления, тяга двигателя, беспилотный летательный аппарат.

1. Описание проблемы

Для синтеза систем автоматического управления (САУ) беспилотными летательными аппаратами (БпЛА) обычно применяют упрощенные линейные модели, описывающие движение БпЛА в окрестности выбранного программного режима полета (как правило, стационарного). При этом в большинстве случаев используют раздельное математическое описание продольного и бокового движений летательного аппарата (ЛА) [1], [2], [3]. Но реальные режимы полета могут существенно отличаться от программного режима полета. В этих случаях линейные модели будут описывать реальное пространственное движение БпЛА с существенными погрешностями.

Улучшить статические и динамические характеристики ЛА при больших отклонениях переменных состояния от их значений, полученных в программном режиме полета, можно за счет применения в САУ многомерных адаптивных регуляторов, параметры которых определяют в процессе управления с использованием более точных нелинейных математических моделей объекта управления [4].

Полную математическую модель пространственного движения ЛА образует система нелинейных дифференциальных уравнений сил и моментов сил, действующих на ЛА. В качестве переменных состояния полной математической модели ЛА используют линейные перемещения, скорости и ускорения центра масс ЛА и угловые перемещения, скорости и ускорения вращательного движения ЛА относительно центра масс. Однако уравнения пространственного движения ЛА, составленные в разных системах координат, будут отличаться

друг от друга набором переменных состояния и функциональными зависимостями, с помощью которых описывают связь аэродинамических сил и моментов аэродинамических сил с переменными состояния ЛА и другими влияющими факторами. Эти функциональные зависимости определяют по аэродинамическим коэффициентам, полученным при продувках ЛА (или модели ЛА) в аэродинамической трубе, и уточняют по экспериментальным данным, полученным при летных испытаниях ЛА [1].

Современные БпЛА оснащают датчиками для измерения текущих значений переменных состояния. Как правило, датчики измеряют переменные состояния в связанной системе координат. Поэтому требуемый закон изменения во времени воздушной скорости следует задавать в связанной системе координат. А требуемую траекторию пространственного движения БпЛА и требуемый закон изменения во времени земной скорости полета проще задать в нормальной системе координат. Поэтому уравнения движения БпЛА для части переменных состояния были составлены в нормальной системе координат, а для другой части переменных состояния – в связанной системе координат. Переход из одной системы координат в другую систему координат осуществлялся с помощью уравнений преобразования систем координат [1].

Идентификация математической модели ОУ выполнялась следующим образом [4]. Дифференциальные уравнения для проекций $V_{xg}(t)$ и $V_{hg}(t)$ земной скорости полета на оси OX_g и OY_g земной нормальной системы координат были составлены с помощью закона сохранения количества движения (в нормальной системе

© А.С. Гольцов, И.И. Редин, 2017

координат). Дифференциальное уравнение для проекции воздушной скорости на продольную ось БпЛА $V_a(t)$ было получено в связанной системе координат с помощью закона сохранения количества движения. Зависимость аэродинамических сил от переменных состояния ЛА, входящих в эти уравнения, была описана с помощью альтернативных регрессионных уравнений. Параметры каждой модели были определены с помощью метода наименьших квадратов (МНК) по результатам летных испытаний. Затем из полной модели были исключены дифференциальные уравнения для части переменных, текущие значения которых измеряют в процессе полета ЛА.

2. Нелинейная модель объекта управления минимальной размерности

Пространственное движение БпЛА происходит в результате действия на ЛА силы тяги, созданной двигателем, сил тяжести и аэrodинамических сил, возникающих на поверхностях элевонов и остальных поверхностях БпЛА, и моментов этих сил. Для учета влияния на аэrodинамические силы скорости ветра в уравнения пространственного движения были включены скоростные напоры $q_a(t)$ и $q_w(t)$, созданные воздушной скоростью полета и скоростью ветра:

$$q_a(t) = 0.5 \cdot \rho \cdot V_a(t)^2;$$

$$q_w(t) = 0.5 \cdot \rho \cdot V_{wx}(t)^2 = 0.5 \cdot \rho \cdot [V_x(t) - V_a(t)]^2, \quad (1)$$

где: ρ – плотность воздуха;

$V_a(t)$ – проекция воздушной скорости полета на продольную ось БпЛА;

$V_x(t)$ – проекция земной скорости полета на продольную ось БпЛА;

$V_{wx}(t)$ – проекция скорости ветра на продольную ось БпЛА.

Идентификацию параметров каждой альтернативной модели выполняли с помощью МНК по результатам измерений проекций земной и воздушной скорости, угловой скорости, высоты полета, сигнала управления двигателем, углов тангажа, крена, рысканья и поворота элевонов, выполненных в процессе летных испытаний.

В результате сравнительного анализа вклада, вносимого каждым слагаемым правых частей уравнений динамики, была выполнена декомпозиция математической модели БпЛА на 3 подсистемы, которые затем были использованы для синтеза алгоритмов управления тягой двигателя и углами поворота элевонов $\delta_1(t_k)$ и $\delta_2(t_k)$.

Уравнения динамики подсистемы управления тягой двигателя были получены в следующем виде:

$$V_a(t_{k+1}) = (1 - \Delta t \cdot a) \cdot V_a(t_k) + \Delta t \cdot [b_0 \cdot u_D(t_k) + r_a(t)], \quad (2)$$

$$V_{xg}(t_{k+1}) = (1 - \Delta t \cdot a_{xg}) \cdot V_{xg}(t_k) + \Delta t \cdot b_3 \cdot u_D(t_k) + \Delta t \cdot r_{xg}(t_k), \quad (3)$$

где: $r_a(t_k)$ и $r_{xg}(t_k)$ – контролируемые входные воздействия;

$$r_a(t_k) = b_1 \cdot q_a(t_k) \cdot \delta_1(t_k) + b_2 \cdot V_{wx}(t_k) + \xi_a(t_k) - 9,81 \cdot g(t_k); \quad (4)$$

$$r_{xg}(t_k) = [b_4 \cdot \delta_1(t_k) + b_5 \cdot \delta_2(t_k)] \cdot q_a(t_k) + \xi_{xg}(t_k) + b_6 \cdot \cos(\theta(t_k)) \cdot \cos(\psi(t_k)) \cdot q_w(t_k); \quad (5)$$

$u_D(t_k)$ – сигнал управления двигателем;

$V_{xg}(t_k)$ – проекция земной скорости на продольную ось нормальной системы координат (вычислена по алгоритму преобразования измеренных значений проекций земной скорости на оси связанной системы координат);

Δt – шаг квантования времени;

$\xi_a(t_k)$, $\xi_{xg}(t_k)$ – возмущающие воздействия;

$\theta(t_k)$, $\psi(t_k)$ – значения углов тангажа и рысканья.

3. Идентификация параметров и возмущающих воздействий

Идентификация постоянных коэффициентов уравнений модели состояния БпЛА выполнена с помощью МНК (с использованием измеренных значений переменных, входящих в эти уравнения).

Оценки текущих значений возмущающих воздействий были вычислены с помощью рекуррентного алгоритма регуляризованного МНК. В частности, алгоритм идентификации возмущающего воздействия $\xi_a(t_k)$ получен в результате решения задачи минимизации регуляризованного функционала МНК [4]:

$$I(\xi_a) = \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^k \left(\frac{y_a(t_j) - V_a(t_j)}{\sigma_a} \right)^2 + \frac{\epsilon}{2} \cdot \sum_{j=1}^k v(t_j)^2,$$

где: $y_a(t_j)$ – выходной сигнал датчика воздушной скорости;

$V_a(t_j)$ – оценка воздушной скорости, вычисленная с помощью уравнения (2);

σ_a – нормирующий множитель (предел основной погрешности датчика воздушной скорости);

$v(t_j)$ – входной сигнал И-регулятора оценок возмущающего воздействия $\xi_a(t_k)$:

$$\xi(t_{k+1}) = \xi(t_k) + \Delta t \cdot \frac{\Delta V_a}{\tau} \cdot v(t_k); \quad \xi_a(t_k) \approx \xi(t_k);$$

ΔV_a – допустимая величина приращения воздушной скорости за промежуток времени τ .

Идентификация остальных возмущающих воздействий выполнена аналогичным образом.

4. Алгоритм адаптивного управления тягой двигателя

При синтезе САУ предполагалось, что известны требуемые значения проекций воздушной и земной скоростей полета $V_{a_{mp}}(t_k)$ и $V_{xg_{mp}}(t_k)$ на продольную ось БПЛА и требуемые значения скорости изменения высоты полета $V_{h_{mp}}(t_k)$. Текущие значения углов тангажа, крена, рысканья и углов поворота элевонов формирует САУ угловыми перемещениями БПЛА.

Для минимизации статических погрешностей управления в состав САУ был включен интегратор:

$$u_D(t_{k+1}) = u_D(t_k) + \Delta t \cdot \frac{\Delta u_D}{\tau} \cdot v_D(t_k), \quad (6)$$

где: Δu_D – допустимое приращение сигнала управления двигателем за промежуток времени τ ;

$v_D(t_k)$ – входной сигнал интегратора, подлежащий определению в результате решения задачи синтеза САУ.

Кроме того, предполагается, что заданы ограничения на предельно допустимые значения управляющего сигнала двигателем:

$$u_{D_{min}} \leq u_D(t_k) \leq u_{D_{max}} \quad (7)$$

Алгоритм адаптивного управления тягой двигателя получен в результате решения задачи условной минимизации функционала регуляризованного МНК:

$$J(u_D) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \left(\frac{V_{a_{mp}}(t_j) - V_a(t_j)}{\sigma_a} \right)^2 + \frac{\varepsilon}{2} \sum_{j=1}^k (v_D(t_j))^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \left(\frac{V_{xg_{mp}}(t_j) - V_{xg}(t_j)}{\sigma_x} \right)^2 \quad (8)$$

с ограничениями (1)...(7), где:

$V_{a_{mp}}(t_j)$, $V_{xg_{mp}}(t_j)$ – требуемые значения воздушной скорости и проекции земной скорости полета на ось OX_g нормальной системы координат;

σ_x – нормирующий множитель (предел основной погрешности датчика земной скорости);

ε – параметр регуляризации.

Такой алгоритм управления обеспечивает минимальные среднеквадратические отклонения (СКО) воздушной скорости и проекции земной скорости на ось OX_g нормальной системы координат от своих требуемых значений (первое и третье слагаемые функционала (10)) при минимальных затратах мощности на управление (второе слагаемое).

Решение этой задачи условной минимизации было выполнено с помощью принципа максимума. Возникающая при этом двухточечная краевая задача была преобразована методом инвариантного погружения в задачу Коши (в систему разностных уравнений с известными начальными условиями для оптимальных значений переменных состояния БПЛА и вспомогательного матричного уравнения Риккати).

В результате был получен алгоритм многомерного ПИ-регулятора тяги двигателя:

$$u_D(t_k) = u_I(t_k) + kP_a \cdot \left(V_{a_{mp}}(t_k) - V_a(t_k) \right) + kP_{xg} \cdot \left(V_{xg_{mp}}(t_k) - V_{xg}(t_k) \right); \quad (9)$$

$$u_I(t_{k+1}) = u_I(t_k) + \Delta t \cdot kI_a \cdot \left(V_{a_{mp}}(t_k) - V_a(t_k) \right) + \Delta t \cdot kI_{xg} \cdot \left(V_{xg_{mp}}(t_k) - V_{xg}(t_k) \right) \quad (10)$$

Параметры этого многомерного ПИ-регулятора вычисляют по формулам:

$$kP_a = \frac{b_0 \cdot P_{D_{0,0}}(t_f) + b_3 \cdot P_{D_{1,0}}(t_f)}{\tau \cdot \sigma_a^2 \cdot (b_0^2 + b_3^2)},$$

$$kP_{xg} = \frac{b_0 \cdot P_{D_{0,1}}(t_f) + b_3 \cdot P_{D_{1,1}}(t_f)}{\tau \cdot \sigma_x^2 \cdot (b_0^2 + b_3^2)},$$

$$kI_a = \frac{P_{D_{2,0}}(t_f)}{\sigma_a^2}; \quad kI_{xg} = \frac{P_{D_{2,1}}(t_f)}{\sigma_x^2},$$

где: $P_{D_{i,j}}(t_f)$ – элементы матрицы $P_D(t_f)$ в установленном режиме (при $t = t_f$), вычисленные интегрированием матричного уравнения Риккати:

$$P_D(t_{k+1}) = P_D(t_k) + \Delta t \cdot \frac{\Delta u_D^2}{\tau \cdot \varepsilon} \cdot R_D + \Delta t \cdot \left[F_D \cdot P_D(t_k) + P_D(t_k) \cdot F_D^T - P_D(t_k) \cdot \frac{Q}{\tau} \cdot P_D(t_k) \right]$$

$$F_D = \begin{bmatrix} -a & 0 & b_0 \\ 0 & -a_g & b_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; Q = \begin{bmatrix} \sigma_a^{-2} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_x^{-2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$R_D(t_0) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; P_D(t_0) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

5. Анализ показателей качества системы адаптивного управления

Эффективность адаптивной САУ анализировалась сравнительным анализом переходных процессов для переменных состояния БПЛА, оснащенного штатной САУ (измеренные значения) и адаптивной САУ (имитационное моделирование). Результаты летных испытаний штатной САУ и имитационного моделирования адаптивной САУ приведены на рис.1..4, где приняты следующие обозначения: 1 – штатная САУ; 2 – адаптивная САУ; 3 – задание САУ.

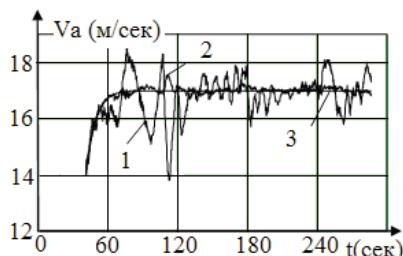


Рис. 1. Изменение во времени воздушной скорости полета

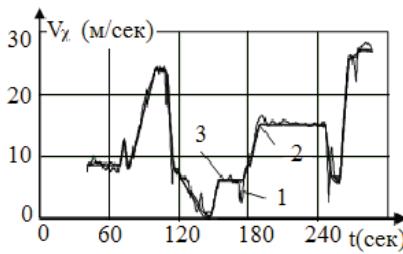


Рис. 2. Изменение во времени проекции земной скорости полета на продольную ось

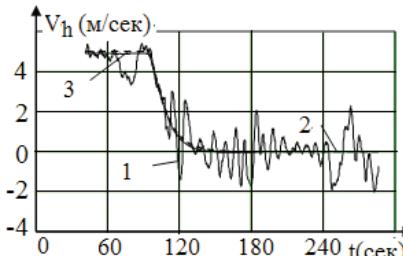


Рис. 3. Изменение во времени скорости изменения высоты

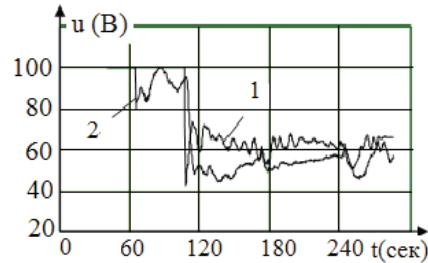


Рис. 4. Изменение во времени сигнала управления двигателем

Из графиков, приведенных на рис. 1, следует, что максимальная динамическая погрешность управления воздушной скоростью полета штатной САУ равна 3,2 м/с.

Максимальная величина динамической погрешности управления воздушной скоростью полета с помощью адаптивной САУ уменьшена до 0,58 м/с (рис. 1). Максимальная динамическая погрешность управления скоростью изменения высоты полета уменьшена с 2,3 м/с до 0,16 м/с (рис. 3).

Среднеквадратическая погрешность управления воздушной скоростью полета уменьшена с 0,72 м/с (штатная САУ) до 0,1 м/с (адаптивная САУ).

Среднеквадратическая погрешность управления проекцией земной скорости полета на продольную ось (рис. 2) уменьшена с 1,19 м/с (штатная САУ) до 0,48 м/с (адаптивная САУ).

Среднеквадратическая погрешность управления скоростью изменения высоты полета (рис. 3) уменьшена с 0,85 м/с (штатная САУ) до 0,08 м/с (адаптивная САУ).

Затраты энергии на управление двигателем с помощью адаптивной САУ уменьшены на 1,4% (рис. 4).

Литература

1. Асланян А.Э. Системы автоматического управления полетом летательных аппаратов. [Текст] / А.Э. Асланян. – К.: КВВАИУ, 1984 – 151 с.
2. Туник А.А. Идентификация математической модели продольного движения летательного аппарата при наличии шумов измерений и смещений датчиков [Текст] / А.А. Туник, А.Н. Клипа // Электронное моделирование. – 2011. – Т. 33, № 6. – С. 3–18.
3. Farhadi R.M. UAV motion model and estimation of its certainties with flight test data [Text] / R.M. Farhadi, V.I. Kortunov, A.Mohammadi // 22nd Saint Petersburg International Conference on Integrated Navigation Systems. – Saint Petersburg, 2015. – Р. 131-133.
4. Гольцов А.С. Методы оптимизации и адаптивного управления в машиностроении [Текст] / А.С. Гольцов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2009. – 168 с.

Поступила в редакцию 14.06.2017 г.

А.С. Гольцов, І.І. Редін. Адаптивне управління тягою двигуна безпілотного літального апарату

Для управління тягою двигуна безпілотного літального апарату (БпЛА) розроблена адаптивна система автоматичного управління. До складу адаптивної системи автоматичного управління входить модуль ідентифікації обурюючих дій, що створюються aerодинамічними силами, і багатовимірний ПІ-регулювальник. Ідентифікацію обурюючих дій виконують за допомогою рекурентного алгоритму регуляризованого методу найменших квадратів. Алгоритм ПІ-регулювальника отриманий мінімізацією середнє квадратичних похибок управління повітряною швидкістю польоту та проекцією земної швидкості польоту на подовжню вісь безпілотного літального апарату. Приведені результати порівняння показників ефективності штатної САУ безпілотного літального апарату і адаптивною САУ.

Ключові слова: адаптивна система управління, тяга двигуна, безпілотний літальний апарат.

A. S. Holtsov, I. I. Redin. Adaptive control of the engine thrust of the unmanned aircraft

To control the thrust of an unmanned aircraft has developed the adaptive automatic control system. The adaptive ACS includes the module for identification of the disturbing perturbations created by the aerodynamic forces, and a multidimensional PI controller. The identification of disturbing influences is performed by means of the recurrent algorithm of the regularized least-squares method. The PI controller algorithm is obtained by minimizing the mean square errors in controlling the airspeed of flight and the projection of the earth's speed of flight on the longitudinal axis of the unmanned aircraft. There are the results of a comparison of the parameters of the efficiency of the existing ACS of the unmanned aircraft and the adaptive ACS.

Keywords: adaptive control system, engine thrust, unmanned aircraft.

УДК 681.515

А.Г. БУРЯЧЕНКО, Г.С. РАНЧЕНКО, Д.С. БУРУНОВ

АО «Элемент», Одесса, Украина

МОДИФИКАЦИЯ ТИПОВОЙ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ АИ-450М – СУЩНОСТЬ, ПРОЦЕДУРЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Показаны суть и результаты работы по внесению главного изменения в типовую конструкцию комплектующего изделия категории А (согласно АП-21), ранее получившего Свидетельство о годности и обеспечившего сертификационные испытания двигателя. Описаны внесенные изменения, обусловленные, во-первых, требованием заказчика о введении новой функции по дополнительной защите двигателя и, во-вторых, стремлением разработчика использовать новые технологические возможности. Освещены процедура внесения главного изменения, особенности проведения дополнительных квалификационных работ с целью получения Дополнения к Свидетельству о годности комплектующего изделия.

Ключевые слова: комплектующее изделие образца авиационной техники, закон управления, алгоритм контроля, главное изменение типовой конструкции, квалификационные работы.

Введение

В 2014 году регулятор двигателя цифровой РДЦ-450М (рис. 1), разработанный в АО «Элемент» по техническому заданию ГП «Ивченко-Прогресс», прошел весь комплекс испытаний для изделия категории А (согласно АП-21) и в мае получил от Авиарегистра МАК Свидетельство о годности комплектующего изделия. Затем аналогичное Свидетельство было выдано и Госавиаслужбой Украины – разработка и квалификация регулятора описаны в [1].

Таким образом, сертификационные испытания двигателя АИ-450М образцы регулятора обеспечивали в статусе «для эксплуатации» и регулятор в качестве комплектующего изделия был включен в комплектацию образцов авиационной техники, выпускаемой АО «Мотор Сич».

1. Формулирование проблемы

По результатам сертификационных испытаний двигателя АИ-450М и государственных испытаний вертолета Ми-2М и Ми-2МСБ уже к концу 2015 года были сформированы предложения по уточнению реализованных в типовой конструкции регулятора законов управления двигателем и алгоритмов контроля параметров его работы.

Выполненная согласно наперед заданным критериям оценка планируемых изменений показала, что необходимо провести процедуру внесения «главного изменения типовой конструкции», поскольку среди многочисленных корректировок присутствовало требование ввести новую функцию, а именно – «ограничение максимальной мощности двигателя».

Следует отметить, что хотя на первый взгляд требуемые разработчиком двигателя изменения не затрагивали аппаратную часть регулятора и могли быть реализованы посредством изменения встроенного программного обеспечения регулятора, такой подход был признан специалистами АО «Элемент» неприемлемым. Было принято решение о замене типа центрального процессора, что диктовалось, как необходимостью увеличения объема памяти, так и достаточно быстрой сменой «поколений» микросхем на рынке электронных компонентов.



Рис. 1. Регулятор двигателя цифровой РДЦ-450М – исполнение, соответствующее типовой конструкции, одобренной в 2014 году

Далее, рассмотрев возможность применения новых технологических решений, разработчик регулятора счел целесообразным внести конструктивно-технологические изменения.

В результате были сформулированы следующие задачи модификации типовой конструкции:

- замена типа центрального процессора со всеми сопутствующими доработками электрических схем (с учетом задачи снижения потребляемой мощности) и адаптацией программного обеспечения;

- доработка программного обеспечения под новые требования разработчика двигателя с введением значительного объема изменений уточняющего характера и с реализацией новой функции – ограничение максимальной мощности двигателя;

- внедрение новых конструкторских и технологических решений, способствующих снижению трудоемкости изготовления регулятора, повышению его устойчивости к внешним воздействиям и надежности;

- проведение комплекса дополнительных квалификационных работ, требуемых процедурой внесения главного изменения типовой конструкции комплектующего изделия авиационной техники категории А.

2. Решение проблемы

Прежде всего, были рассмотрены возросшие вследствие заданных заказчиком изменений программного обеспечения требования к объему памяти и запасу вычислительной мощности центрального процессора управления – со структурой РДЦ-450М можно ознакомиться в [1]. При этом было учтено, что используемый в типовой конструкции микроконтроллер PHYCORE-MCP555 присутствует на рынке более 10 лет.

По результатам рассмотрения имеющихся на рынке предложений был выбран новый микроконтроллер с ядром Cortex-M4 (обеспечивающий существенное повышение производительности и объема памяти), и последующая доработка программного обеспечения велась, так сказать «под него».

Основным результатом доработки встроенного программного обеспечения согласно заданным заказчиком изменениям было введение функции ограничения максимальной мощности двигателя для обеспечения его дополнительной защиты, а кроме того, были внесены уточнения в:

- расчетные формулы и зависимости,
- последовательность выполнения операций,
- состав эксплуатационных регулировок,
- логику формирования сообщений.

Доработка ПО проведена с соблюдением процедур, регламентированных КТ-178В, и сопровождалась разработкой всех требуемых документов, в том числе организационного характера.

Были внесены и конструктивно-технологические изменения.

В рамках совершенствования технологии изготовления и снижения трудоемкости сборочных операций проводной монтаж внутри корпуса заменен монтажом на беспроводной основе.

Для улучшения условий теплоотвода наружная поверхность корпуса РДЦ-450М в новой конструкции выполнена оребренной (рис. 2) и приняты дополнительные меры для минимизации теплового сопротивления между корпусом РДЦ-450М и радиаторами тепловыделяющих элементов.

Одновременно за счет некоторого обновления элементной базы (например, преобразователей питания с повышенным КПД) и новых схемотехнических решений была в полтора раза снижена потребляемая мощность.



Рис. 2. РДЦ-450М – исполнение с введенным в 2017 году главным изменением

Введены конструктивно-технологические изменения, потенциально способствующие улучшению экранирующих свойств корпуса – ликвидированы съемные крышки. В результате вместо четырех периметров сопряжения частей корпуса остался один. При этом электрический контакт по всему периметру прилегания панелей достигается за счет электропроводящих герметизирующих прокладок.

По требованию заказчика введен ряд исполнений РДЦ-450М, отличающихся значениями ограничиваемой мощности двигателя и типом устанавливаемого на двигателе датчика вибрации, на работу с которыми настраивается регулятор при выпуске из производства. Следует отметить, что первоначально предполагалось сделать настройку ограничителя под заданную мощность двигателя доступной в эксплуатации с помощью специально разработанной контрольно-проверочной аппаратуры. Таково было первоначальное требование заказчика, и этот вариант уже был реализован разработчиком, но при согласовании с Авиарегистром МАК выяснилось, что это недопустимо по требованиям обеспечения безопасности. В

результате в конструкторской документации представлен ряд исполнений, однозначно идентифицируемых уже при выпуске и обеспечивающих эксплуатацию всех сертифицированных модификаций двигателя – АИ-450М, АИ-450М1, АИ-450М-Б, АИ-450М-П и АИ-450М1-П.

Это один из примеров тесного переплетения собственно технических вопросов с вопросами процедурно-организационного характера, которые необходимо было решать специалистам АО «Элемент» при выполнении комплекса дополнительных квалификационных работ по внесению главного изменения в типовую конструкцию РДЦ-450М. В этой связи важно понимать, что Госавиаслужба Украины в настоящее время проводит реформирование норм и правил с целью их наиболее полной гармонизации с требованиями Европейского агентства авиационной безопасности (European Aviation Safety Agency – EASA). В условиях упомянутого реформирования процедурные вопросы, вопросы документирования, а также взаимодействия заинтересованных сторон содержат, так сказать, элементы новизны не только для специалистов АО «Элемент», но и для специалистов Госавиаслужбы Украины. Это стало ясно уже при подаче заявки на внесение главного изменения [2].

По результатам обсуждения объема типовых и дополнительных квалификационных испытаний соответствие ряду требований квалификационного базиса в части устойчивости к внешним воздействующим факторам было признано целесообразным подтвердить посредством проведения инженерного анализа подобия «нового» регулятора (с внесенным главным изменением) и ранее прошедшей все испытания типовой конструкции.

Проведенный анализ был признан экспертами Авиарегистра МАК достаточным для подтверждения соответствия.

Для подтверждения соответствия другим требованиям квалификационного базиса модифицированный регулятор прошел необходимые испытания. Прежде всего, это распространялось, разумеется, на подтверждение выполнения всех функций по назначению – это подтверждение было обеспечено в полной мере испытаниями на площадке разработчика с использованием специально разработанного ранее стенда-имитатора двигателя [3]. Также на площадке разработчика были проведены испытания на воздействие климатических и механических внешних действующих факторов согласно КТ-160Д.

Затем были проведены испытания в составе двигателя и вертолета на площадке заказчика.

Весь комплекс дополнительных квалификационных работ (включая испытания), проводившихся под контролем Независимой инспекции и экспертов Авиарегистра МАК, завершен в апреле 2017 года. По результатам рассмотрения отчетных материалов Авиарегистром МАК выдано Дополнение к Свидетельству о годности комплектующего изделия авиационной техники на модифицированный регулятор РДЦ-450М, включающий ряд исполнений.

Выдача аналогичного документа от Госавиаслужбы Украины находится в стадии завершения – задержка обусловлена упомянутыми выше мероприятиями по реформированию норм и правил, на которых базируется деятельность службы (похоже, изменений много – от основополагающих оценок и определений до формы бланков документов).

В настоящее время работы по модифицированному регулятору продолжаются. АО «Элемент» подана заявка на следующее главное изменение – увеличение ресурсов и срока службы для новой модификации. Эквивалентно-циклические испытания запланированы на ближайшее время.

Заключение

В результате проведенной АО «Элемент» модернизации регулятора РДЦ-450М турбовального газотурбинного двигателя АИ-450М и последующих дополнительных квалификационных работ, завершившихся получением Дополнения к Свидетельству о годности, создан ряд исполнений регулятора, обеспечивающих испытания и эксплуатацию всех пяти модификаций указанного двигателя.

Все исполнения новой модификации типовой конструкции РДЦ-450М обеспечивают дополнительную защиту двигателя и повышение безопасности полетов за счет введения новой функции – ограничение максимальной мощности двигателя.

Конструктивно-технологические и схемотехнические изменения обеспечили замену центрального процессора устаревшего типа на один из наиболее современных, снизили энергопотребление (в полтора раза) и трудоемкость изготовления.

Дальнейшее развитие описанных результатов состоит в проведении эквивалентно-циклических испытаний новой модификации регулятора РДЦ-450М с целью подтверждения заданных показателей долговечности.

Литература

1. Ранченко Г.С. Регулятор двигателя АИ-450М – результаты разработки и квалификации

на категорию А / Ранченко Г.С., Буряченко А.Г., Грудинкин В.М., Голубев, Данилов В.В. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – №10 (117) – с. 93 – 98.

2. Ранченко Г.С. Квалификация КИ АТ – современные требования и взаимодействие национальных и межгосударственных авиационных властей / Ранченко Г.С., Буряченко А.Г.

//Авиационно-космическая техника и технология. 2016. №4 (131) - с.33- 37.

3. Буряченко А.Г. Стенд-имитатор турбовального двигателя АИ-450М для испытаний регулятора двигателя. Метрологическое обеспечение и аттестация стенда / Буряченко А.Г., Грудинкин В.М., Бурунов Д.С. // Вестник двигателестроения. – 2015. – №2. – с. 95 – 101.

Поступила в редакцию 14.06.2017 г.

А.Г. Буряченко, Г.С. Ранченко, Д.С. Бурунов. Модифікація типової конструкції регулювальника двигуна АІ-450М – суть, процедури та результати

Показані суть та результати роботи по внесенню головної зміни до типової конструкції комплектуючого виробу категорії А (згідно АП-21), який раніше здобув Свідоцтво про придатність та забезпечив сертифікаційні випробування двигуна. Описані внесені зміни, що обумовлені, по-перше, вимогою замовника що до введення нової функції по додатковому захисту двигуна, та, по-друге, прагненням розробника використати нові технологічні можливості. Висвітлені процедура внесення головної зміни, проведення додаткових кваліфікаційних робіт з метою надбання Додатку до Свідоцтва про придатність комплектуючого виробу.

Ключові слова: комплектуючий виріб зразка авіаційної техніки, закон керування, алгоритм контролю, головна зміна типової конструкції, кваліфікаційні роботи.

A.G. Buryachenko, G.S.Ranchenko, D.S.Burunov. Modification of the engine AI-450M regulator standard model – essence, procedure and results

There are shown the essence and results of the main change to component unit of the aircraft unit standard model («A» category according to the AP-21). This unit was qualified before, had the Certificate (Appliance design approval) and supported the engine certificate tests. The changes which are based on the customer's request concerning the additional engine protection and on the developer's requirements to use the latest technological achievements are described. Procedure of main change and the additional work of qualification in order to receive the Supplement to Certificate (to Appliance design approval) are described the.

Key words: component unit of the aircraft unit type, law of the controlling, algorithm of the controlling, main change of the standard model, qualification.

УДК 621.43.056+519.6

Д.А. ДОЛМАТОВ¹

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Украина

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕФОРМИРУЕМОЙ КАПЛИ КЕРОСИНА

Изучены процессы в непосредственной окрестности деформируемой поверхности капли керосина при варьируемой температуре среды, начальном размере капли и механизмах окисления углеводородов. Установлено существование зависимости между особенностями траектории движения капли, механизмом деформации и разрушения, параметрами среды и термодинамическими и эмиссионными показателями процесса горения. Сформированы принципы улучшения микроуровневых показателей горения капли и их взаимосвязь с эмиссионными и термодинамическими параметрами реагирующей среды для характерных значений температуры газа.

Ключевые слова: деформируемая поверхность, газообразная фаза, температурные колебания, скорость реакции, приповерхностные процессы

Проблема исследования приповерхностных микропроцессов при гетерогенном горении

Развитие методов управления структурой пламени, скорости горения и эмиссии вредных веществ требует усовершенствования методов прогнозирования, исследования и микроменеджмента физико-химических процессов как в зоне максимальной интенсивности реакций и максимума температуры, так и в менее термонаруженных участках пламени. Управление параметрами в окрестности поверхности выгорающей деформируемой капли топлива, вследствие множественности принципиально различных траекторий капель в камерах сгорания ГТД, представляет собой сложный комплексный процесс и, очевидно, не может быть сведено к набору универсальных действий вследствие неинвариантности воздействия (как химического, так и термодинамического) на реагирующую многокомпонентную смесь [1, 2].

Влияние на микропроцессы выгорания капли при помощи электрических газовых разрядов, являясь одним из наиболее перспективных методов, требует тщательного исследования особенностей процессов методами математического моделирования вследствие затруднительности непосредственного изучения быстропротекающих процессов у поверхности деформируемой капли традиционными способами мониторинга параметров в ходе физических экспериментов. В частности, определение влияния параметров разряда на процесс выгорания и деформации капли как результат совокупности воздействий параллельно протекающих реакций, не свойственных традиционной высокотемпературной зоне и обусловленных существованием

в окрестности разряда высокоэнергетических реагентов, требует численного моделирования с использованием наиболее детализированных математических моделей.

Математическая модель стимулированного гетерогенного горения

Основой математической модели гетерогенного горения при наличии электромагнитной стимуляции являются уравнения движения вязкой сжимаемой реагирующей среды, включающие уравнения неразрывности, состояния реальных газов, Навье-Стокса и энергии, дополненные моделями деформации и фазовых переходов [3, 4, 5]. Наиболее удобен для численного моделирования способ сведения процессов испарения/конденсации и дробления капель к производству – расходованию жидкой фазы в целом. При этом уравнение закона сохранения массы удобно записать отдельно для каждой фазы:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} C^i \varpi_j)}{\partial x^i} = \mp \lambda, \quad (1)$$

где $\bar{\rho}$ – средняя плотность среды;

ϖ_j – массовая доля жидкой ($j=1$) и газообразной ($j=2$) фазы;

λ – скорость фазового перехода, определяемая как

$$\lambda = \frac{\partial (\bar{\rho} \varpi_1)}{\partial t}. \quad (2)$$

Массовая доля жидкой фазы вычисляется на основании решения уравнения Фурье – Каттанео для изолированной сферической капли усредненного диаметра:

$$\tau \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} = - \left(\vec{q} + \alpha \frac{\partial T}{\partial x^i} \right) \quad (3)$$

и упрощенной системы уравнений поверхностного испарения жидкости при контакте со средой, чья эффективная температура выше температуры кипения, для капель малого диаметра кривизны при переменном давлении среды (уравнения Стефана и Клапейрона – Клаузуса):

$$j_s = \left(\frac{p \bar{D}^M}{\delta_b R_2 T} \right) \left[\ln \left(\frac{p - p_{2\text{par}}(r=d+\delta_b)}{p - p_{2\text{par}}(r=d)} \right) - 1 \right] \quad (4)$$

$$\frac{dp}{dT} = \frac{Q_{1 \rightarrow 2}}{T(v_2 - v_1)}, \quad (5)$$

где j_s – поток массы испаряющегося вещества,

\bar{D}^M – средний массовый коэффициент диффузии многокомпонентного топлива, определяемый как

$$\bar{D}^M = \sum D_i^M \omega_i, \quad (6)$$

ω_i – массовая доля i -го компонента жидкой фазы;

δ_b – толщина кипящего слоя, окружающего изолированную частицу топлива (без учета реакций кипящего слоя),

R_2 – средняя газовая постоянная газообразной фазы топлива,

$p_{2\text{par}}$ – парциальное давление паров топлива на поверхности раздела фаз, $r = d$, и на внешней границе кипящего слоя, $r = d + \delta_b$,

τ – время термической релаксации,

α – коэффициент теплопроводности,

$Q_{1 \rightarrow 2}$ – удельная теплота испарения,

v_1 и v_2 – удельный объем жидкой и газообразной фазы.

Процессом конденсации топлива, как правило, можно пренебречь в силу крайне низких парциальных давлений газообразной фазы не прореагировавшего топлива в большей части факела пламени и высокой температуры среды.

Математическая модель, исключающая ошибки полуэмпирических и эмпирических интегральных коэффициентов, основана на получении характеристик среды по решению баллистической задачи для одиночной монотонно выгорающей капли топлива. При этом уравнение Стефана необходимо преобразовать

в многокомпонентную систему, позволяющую учесть различия между начальным и основным участками горения.

Уравнение диффузии для отдельных компонент (пренебрегая процессом конденсации для всех участков пламени, можно записать как:

$$j_{si} = \left(\frac{p D_i^M}{\delta_b \bar{R} T} \right) \left[\ln \left(\frac{p - p_{2\text{par}}(r=d+\delta_b)}{p - p_{2\text{par}}(r=d)} \right) - 1 \right], \quad (7)$$

где j_{si} – поток массы i -го компонента;

\bar{R} – средняя газовая постоянная кипящего слоя, определяемая как

$$\bar{R} = \frac{R_y}{\bar{\mu}}, \quad (8)$$

$\bar{\mu}$ – средняя киломолярная масса

$$\bar{\mu} = \sum \mu_i v_i, \quad (9)$$

v_i – мольная доля i -го компонента, суммирование по всем компонентам кипящей смеси.

Суммарная интенсивность испарения жидкой фазы при этом определяется интегрированием уравнения по всему объему капли с учетом итогового баланса распределения получаемой извне энергии между калорическим нагревом жидкости и ее поверхностным испарением:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{\partial m}{\partial t} Q_{1 \rightarrow 2} + \bar{C}_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (10)$$

где \bar{C}_p – средняя удельная теплоемкость топливной смеси:

$$\bar{C}_p = \sum C_{pi} \varpi_{li}, \quad (11)$$

C_{pi} – удельная теплоемкость жидкой фазы

i -ой компоненты; член $\frac{\partial m}{\partial t}$ соответствует расходованию жидкой фазы в единицу времени:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \iint_{\Omega} j_{si} dF, \quad (12)$$

где Ω – площадь поверхности капли. Вопрос о взаимосвязи плотности вероятности фазового перехода i -ой компоненты с теплотой испарения в настоящее время является предметом изучения МКТ; в рамках прикладного математического моделирования реагирующих потоков достаточно точным является традиционная модель, использующая пропорциональный

закон взаимосвязи между молярной долей компоненты в жидкой фазе v_{ij} и количеством испаряющегося вещества этой компоненты (для $T_l \geq T_{bi}$; при $T_l < T_{bi}$ предполагается отсутствие испарения, T_l – температура поверхностного слоя капли, T_{bi} – температура кипения i -ой компоненты).

Диффузионный поток массы каждого компонента при этом находится по уравнению Берда – Хиршфельдера:

$$j_{ij} = -D_i^M \bar{\rho} \frac{\varpi_{2i}}{v_i} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{D_i^T}{T} \frac{\partial T}{\partial x_j}, \quad (13)$$

где D_i^M , D_i^T – коэффициенты массовой и термодиффузии i -го компонента соответственно;

$\bar{\rho}$ – средняя плотность среды:

$$\bar{\rho} = \sum \varpi_{2i} \rho_i, \quad (14)$$

ρ_i – парциальная плотность i -ой компоненты, определяемая по уравнению состояния; суммирование по j отсутствует.

Границные условия для полученной системы уравнений определяются из решения баллистической задачи для изолированной капли:

$$x_c^i(t) = x_{c0}^i + \int_{t_0}^t C_c^i dt, \quad (15)$$

$$C_c^i = C_{c0}^i + \int_{t_0}^t a_c^i dt, \quad (16)$$

$$m a_c^i = R^i = \iint_{\Omega} n^i p_{ij} dx^i dx^j, \quad (17)$$

где x_{c0}^i , C_{c0}^i – начальные координаты и компоненты скорости центра масс капли;

a_c – ускорение центра масс капли;

n^i – компоненты нормали к поверхности;

p_{ij} – тензор напряжений;

R – результирующая внешних сил, действующих на каплю топлива. Масса капли задается переменной.

В большинстве моделей при решении баллистической задачи изолированной капли пренебрегают касательными напряжениями на границе раздела сред:

$$R^i = \iint_{\Omega} p dF. \quad (18)$$

Кроме того, в целях упрощения модели исключается работа сил деформации капли при движении в газовом потоке и вращение капли, т.е. скорость релаксации внутренних напряжений полагается бесконечно большой.

На основании представленной математической модели возможно исследование окрестности капель.

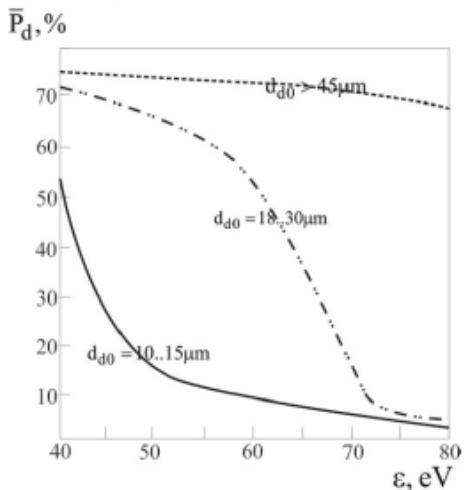
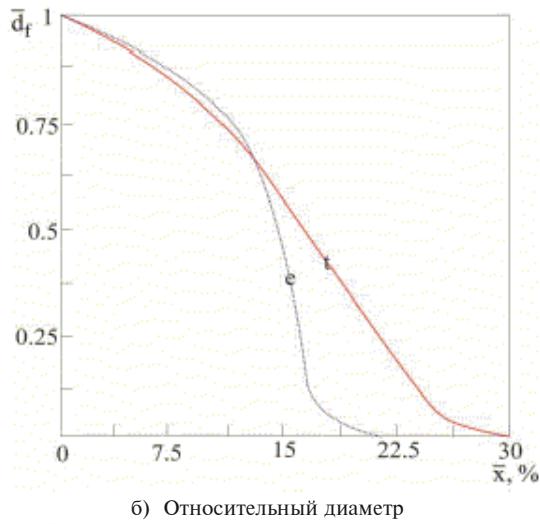
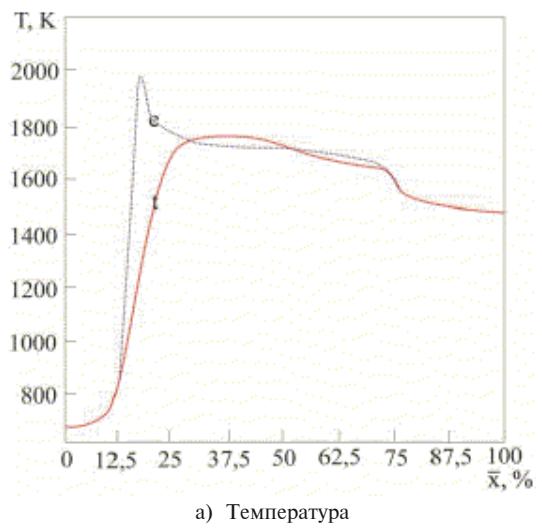
Процессы стимулированного горения в окрестности поверхности капли

В предыдущих разделах работы было установлено влияние содержания остаточных углеводородных соединений и радикалов на механизмы взаимодействия электрического разряда с реагирующей средой – в частности, существование экстремумов генерации (и, напротив, расхода) возбужденных частиц и оксидов азота для определенного уровня энергии свободных электронов разряда; различное поведение интенсивности основных и вспомогательных реакций при размещении разряда в зонах с $\omega_{\{CH_x\}}$, равным 0 и 0,2; изменение концентрации возбужденных частиц и скорости горения при варьировании концентрации частиц с нерасщепленными связями С – С в зоне размещения разряда, и другие явления, свидетельствующие о значительной зависимости электромеханических механизмов реакций от наличия непрореагировавших углеводородов как в стволе разряда, так и в зоне вторичной ионизации и участке присоединенного течения с высоким содержанием возбужденных частиц. В случае воздушного и кислородного горения метана вопрос о влиянии разряда на разрушение карбоновых цепочек не возникал по причине отсутствия связей данного типа в исходном топливе. При гетерогенном горении, напротив, крайне важно учитывать взаимодействие разряда с каплей топлива и интенсификацию процесса испарения в его окрестности, поскольку химический состав среды напрямую связан с данным процессом.

Согласно полученным данным, в целом увеличение средней энергии свободных электронов разряда приводит к усилению рассеивания капель, однако характеристики этого процесса зависят от начального размера капель топлива. Так, малые капли (10-15 мкм) при движении в окрестности разряда при энергии электронов выше 50 эВ имеют менее 12% вероятности сохранить начальную траекторию, при этом дальнейшее увеличение энергии электронов практически не влияет на траектории капель.

В ходе моделирования были проведены численные эксперименты по исследованию влияния начального диаметра капель топлива, расположения разряда и энергии электронов на эволюцию топливного кластера одиночной деформируемой капли, в первую очередь – на концентрацию остаточных углеводородов, CH_2O , NO_X , возбужденных радикалов OH (Σ, Π, Δ),

$O(^3P)$, $O(^1D)$, ионов H^+ , O^- , O^{2-} , O_2^{2-} и др.[3]. Результаты представлены на рис.1, 2.



в) Вероятность сохранения каплей траектории движения

Рис. 1. Параметры термического и электрохимического горения капли

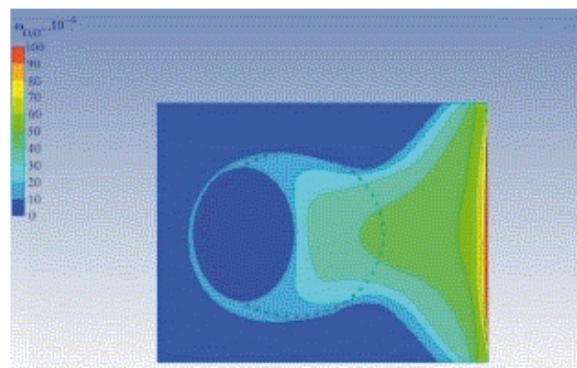
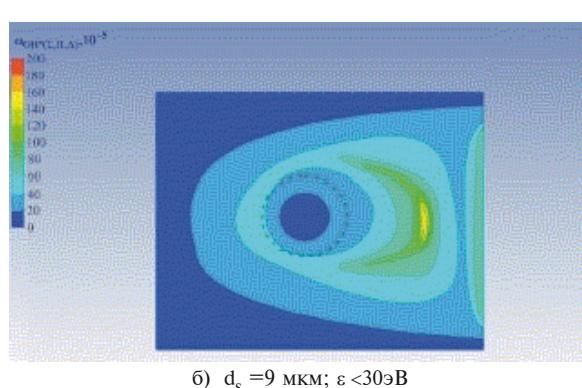
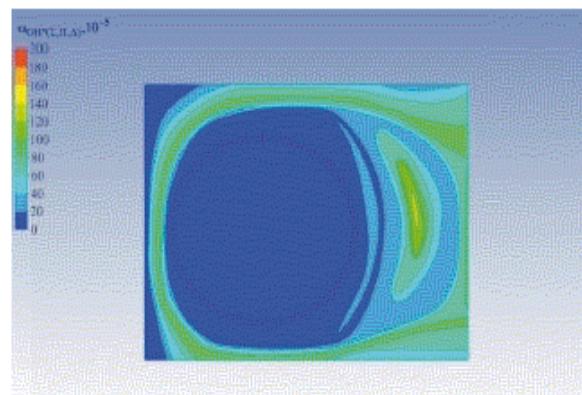


Рис. 2. Молярные доли возбужденных частиц и ионов

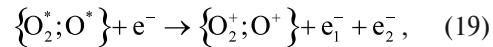
Капли среднего размера (от 18 до 30 мкм) в большей степени сохраняют траектории, аналогичные термическому горению, при $\varepsilon \leq 60$ эВ, при увеличении энергии до 70 происходит резкая перестройка течения с активным рассеиванием капель, причем данный процесс носит характер увеличения плотности капель в зоне вторичной ионизации (поскольку траектория исследуемой капли при прохождении через эту зону смещается в сторону разряда) и уменьшения — на участке присоединенного течения с повышенным содержанием возбужденных частиц. Дальнейшее увеличение мощности разряда не приводит к существенным

изменениям в поведении капель данного типа. Наконец, траектории крупных капель керосина с начальным диаметром выше 45 мкм в целом очень слабо подвержены воздействию электрического разряда во всем рассматриваемом диапазоне энергий электронов. Как следствие, крупные капли топлива при высоких энергиях стимулирующего разряда наименее сепарированы по участкам электрохимического горения и создают неравномерные поля параметров и скорости реакций в окрестности разряда [3, 6].

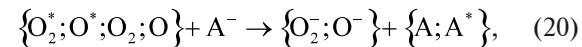
При движении через зону вторичной ионизации и присоединенный участок течения высокая температура также способствует очень быстрому переходу всех содержащихся в капле углеводородов в газообразное состояние, однако в отличие от случая движения непосредственно через ствол разряда скорость горения топлива повышается не так быстро, и в сечении с $\bar{x} = 0,16$ присутствует весьма крупный единый газообразный топливный кластер, а зона со значимым содержанием углеводородов имеет резко асимметричную форму, вытянутую в сторону разряда. Отсутствие электронной ионизации приводит к увеличению вклада реакций с участием возбужденных частиц в расщепление и окисление молекул топлива. Установлено, что несмотря на существенные различия в механизмах электрохимических реакций с телом разряда, в удаленных от разряда сечениях наблюдается аналогичный скачок концентраций реагентов с возбужденными S_2 и T_1 С – Н связями, π^* С – С связями и гидроксильных радикалов в состояниях $b^1\Pi_g$ и $B^3\Sigma_g$. Увеличение концентрации радикала OH при этом растет даже интенсивнее, чем в стволе разряда – в 1,45 - 1,6 раз, доля реагента в возбужденных состояниях составляет до 15%, содержание возбужденных О – Н связей в органических соединениях – до 3,2% [3].

Как в случае прохождения капли через ствол разряда, так и при движении через примыкающие к нему участки в общем случае наблюдается увеличение производства NO и N_2O по термическому механизму Зельдовича и, в меньшей степени, по механизму Фенимора. Наибольший вклад в образование NO в высших возбужденных формах вносят реакции с участием положительных ионов O_2^+ , O^+ , возбужденный атомарный кислород $O(^1D)$, возбужденные состояния молекулярного и атомарного азота серий $N(^2D)$, $N(^4D)$, $B^3\Pi_g$, $C^3\Pi_u$, $x^2\Sigma_g$, а также возбужденные циановые связи серий T_1 и выше. В то же время наблюдается блокировка большинства механизмов образования NO и N_2O за счет конкурирующих

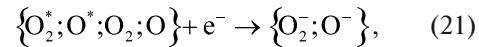
реакций в зонах с повышенным содержанием отрицательных ионов O_2^- , O^- , возбужденного молекулярного кислорода $a^1\Delta_g$, CH_2O в основном и возбужденных состояниях и соединений с возбужденными связями С – С и О – Н различного типа [7]. Очевидно, что производство ионов O_2^+ , O^+ возможно только в стволе разряда по механизму ударной ионизации:



поскольку из-за высокого сродства к электрону атомов кислорода в зоне вторичной ионизации и присоединенного течения невозможно образование этих соединений ни путем электронного обмена, ни ионным ударом. Прямая ударная ионизация кислорода в основном состоянии также возможна, однако для электронов с энергией менее 55 эВ маловероятна из-за малого сечения ионизации невозбужденных частиц. В то же время генерация O_2^- , O^- вполне возможна как в стволе разряда, так и вне его за счет ионной перезарядки:



а равно электронной адгезии:



причем последний механизм свойственен электронам со сравнительно низкой (до 25 эВ) энергией.

Образование O^* , O^- , O_2^- и O_2^{2-} происходит значительно менее интенсивно по сравнению с возбужденными гидроксилами, несмотря на более высокую концентрацию кислорода и кислородсодержащих соединений в реакционной среде по сравнению с водой и другими источниками водородных атомов. В отличие от предыдущего случая, увеличение энергии разряда не приводит к заметной дополнительной генерации данных частиц и производство возбужденного и отрицательно ионизированного кислорода в богатой возбужденными частицами среде, по-видимому, зависит в первую очередь от начального диаметра капли. При $d_s = 9$ мкм наблюдается увеличение суммарной молярной доли реагентов до $8,2 \cdot 10^{-4}$, при этом максимум падает на однократно ионизированный молекулярный кислород, что нельзя объяснить исключительно перезарядкой в силу невысоких концентраций отрицательных ионов в столь удаленной от ствола разряда зоне. Очевидно, имеет место большое количество реакций алкильных соединений с высокими сериями возбужденных связей, приводящих к диссоциации про-

межуточных кислородсодержащих соединений с образованием отрицательных кислородных и положительных органических ионов.

При любом размещении разрядных устройств в зоне стимуляции относительная продольная площадь ствола разряда незначительна по сравнению с общей площадью сечения КС, благодаря чему большая (до 90-92%) часть капель топлива при электрохимическом горении движется через зону вторичной стимуляции и присоединенного течения, а также участки термического горения. Таким образом, основной вклад в формирование полей параметров вносят процессы испарения и горения капель топлива в зоне с низким содержанием свободных электронов и значительным - возбужденных частиц. Очевидно, эти процессы также имеют решающее значение для параметров потока на выходе из КС и эмиссии вредных веществ, в первую очередь - оксидов азота.

При численном моделировании стимулированного ВЧ и СВЧ-разрядами воздушного горения керосина с начальным диаметром капель топлива в диапазоне 5 - 20 мкм, частоте разряда 0,1 - 1,2 ГГц, статическом давлении 17,35 и 33,7 атм, температуре стимулируемой зоны 1800 - 2100 К были получены результаты, свидетельствующие о сложном характере влияния переменного разряда на процесс горения, содержащем принципиальные отличия как от стимуляции гомогенного пламени, так и от воздействия дугового разряда на керосино-воздушное пламя. Результаты моделирования процессов микроэнергообмена вблизи поверхности деформируемой капли и их влияние на итоговые параметры КС ГТД и термодинамические характеристики реагирующего течения представлены на рис.3 и 4.

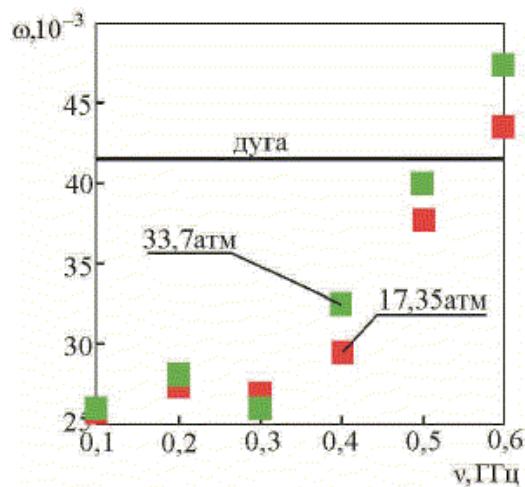


Рис. 3. Средние молярные доли возбужденных и ионизированных частиц в окрестности разряда 0,1 - 0,6 ГГц

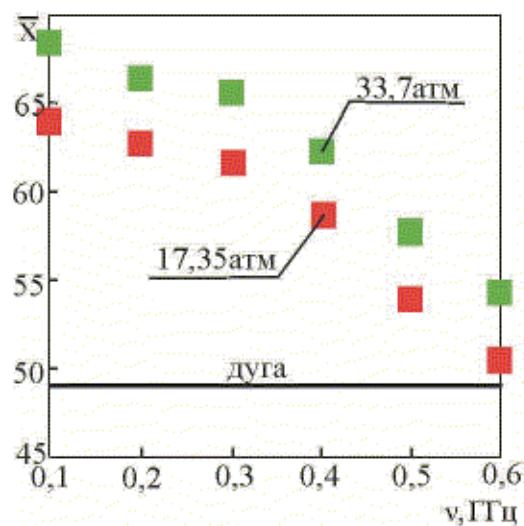


Рис. 4. Относительная длина участка существования жидкой фазы в окрестности разряда 0,1 - 0,6 ГГц

Как видно из рис. 3 и 4, давление в КС в целом слабо влияет на характер взаимодействия между СВЧ-разрядом и реагирующей гетерогенной средой. Напротив, частота стимулирующего разряда оказывает существенное воздействие как на процесс генерации возбужденных и ионизированных частиц, так и на сокращение участка испарения и выгорания капель топлива. При частоте разряда в диапазоне 500 - 700 МГц наблюдается максимум производства возбужденных и ионизированных частиц, обусловленный, во-первых, особенностями взаимодействия электронов низкой энергии (11 - 18 эВ) в стволе разряда при уменьшении напряженности электрического поля с возбужденными частицами CH_2O , N_2^+ , $\text{CH}(\text{T}_1, \text{T}_2)$, O_2 и другими реагентами; во-вторых - резонансом между частотой генерации кластеров частиц высоких возбужденных серий и нестационарными процессами вверх по течению от разряда вследствие лучистого энергообмена [3, 8, 9].

В отличие от гомогенного горения, по мере удаления в окружном направлении (т.е. вбок по потоку) от ствола разряда наблюдается не быстрое затухание колебаний температуры и скоростей горения углеводородов, генерации CH_2O и OH и NO , а медленное распространение нестационарности на расстояние до 80 мм от оси разряда при частоте разряда выше 900 МГц и до 120 мм - при частотах в диапазоне 100 - 900 МГц. Химическая кинетика данного процесса включает большое количество конкурирующих реакций и, очевидно, обусловлена существованием высокоэнергетических эндо-термических реакций в приповерхностном слое

испаряющейся капли, связанных с адгезией возбужденных частиц при высоком градиенте концентраций ОН, О и Н₂, обусловленных наличием границы раздела фаз. На расстояниях, превышающих вышеуказанные, не наблюдается сколь-либо существенных колебаний концентраций контрольных параметров или температуры среды (исследован промежуток времени 22 с). Интерференция поперечных возбуждений, создаваемых размещенных в одинаковых по химическому составу зонах горения СВЧ-разрядами, в зависимости от расстояния между стволами разряда приводит к увеличению зоны горения (по сравнению с одиночным стимулирующим разрядом или множественными, удаленными на расстояние, превышающее дистанцию распространения криptonестационарных эффектов) на 4 - 6% при увеличении производства NO на 18 - 31% и снижении дополнительного температурного эффекта на 20 - 26%. Очевидно, что вышеперечисленные эффекты являются негативными с точки зрения организации процесса в авиационной КС, и должны быть исключены при проектировании КС с электрохимическим рабочим процессом. Для предотвращения интерференции возбуждения и развития нестационарных режимов (в первую очередь, виброгорения) при использовании СВЧ-стимуляции в КС необходимо размещать стимулирующие разряды на расстояниях, превышающих дистанцию поперечного распространения нестационарностей на 20 - 25%, поскольку при изменении режима работы двигателя (и, соответственно, температуры и давления в КС) возможно некоторое незначительное увеличение данной дистанции.

Литература

1. Афанасьев В.В. Диагностика и управление устойчивостью горения электрическими полями и разрядами: дис. докт. техн. наук: 05.07.05 [Текст] / В.В. Афанасьев. – Казань, 2004. – 305 с.

Д.А. Долматов. Фізико-хімічні процеси поблизу поверхні краплині керосину, що деформується

Вивчені процеси у безпосередньому довкіллі поверхні краплині керосину, що деформується, при зміні температури середовища, початковому діаметру краплин та механізмах окислення вуглеводнів. Встановлено існування залежності між особливостями траекторії руху краплин, механізмом деформації та руйнування, параметрами середовища і термодинамічними та емісійними показниками процесу горіння. Сформовані принципи покращення мікрорівневих показників горіння краплині і їх взаємозв'язок з емісійними та термодинамічними параметрами реагуючого середовища для типових значень температури газу.

Ключові слова: поверхня, що деформується; газова фаза, температурні коливання, швидкість реакції, приповерхневі процеси.

2. Melius C.F. Unimolecular reaction mechanisms involved C₃H₄, C₄H₄, C₆H₆ hydrocarbon species [Текст] / C.F. Melius, J.A. Miller, E.M. Evleth // 24th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburg, 1992. P. 621.

3. Долматов Д.А. Закономерности термического и электрохимического горения углеводородных топлив в камерах сгорания газотурбинных двигателей: дис. докт. техн. наук: 05.07.05 [Текст] / Д.А. Долматов. – Харьков, 2016. – 358 с.

4. Померанцев В.В. Основы практической теории горения [Текст] / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.В. Ахмедов и др. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 312 с.

5. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Дибл. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.

6. Долматов Д.А. Низкотемпературное образование NO при электрохимическом горении [Текст] / Д.А. Долматов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №7/124. – С. 72 – 76.

7. Esposito F. Quasi-classical dynamics and vibrational kinetics – N system [Текст] / F. Esposito, M. Capitelli, and C. Gorse // Chem. Physics, 2000.– V. 257.– P. 193-202.

8. Hara H. The effect of initial diameter of free droplet combustion with spherical flame [Текст] / H. Hara, S. Kumagai // Proc. 25th Symp. On Combustion. – Pittsburgh, PA, The Combustion Institute, 1994. – PP. 423 – 430.

9. Transfer of vibrational energy to electronic excited states and vibration enhanced carbon production in optically excited V-V pumped CO [Текст] / H.L. Wallaart, B. Piar, M.-Y. Perrin, and J.-P. Martin // Chemical Physics, 1995. – V. 196. – PP. 149–169.

Поступила в редакцию 07.08.2017 г.

D.A. Dolmatov. Physical-chemical processes nearby kerosene droplet deforming surface

The article contents the studying results of processes which take place in the very neighborhood of kerosene droplet deforming surface for various domain temperature, initial droplet diameter and hydrocarbons oxidation mechanisms. The dependence between droplet trajectory, deformation and destruction mechanisms, domain parameters and thermodynamic and emission combustion characteristics was researched. There have been founded main principles of micro-level combustion parameters improvement as results of micromanagement of emission and thermodynamical parameters for typical gas temperature values.

Key words: *deforming surface, gaseous phase, temperature oscillation, reaction speed, near-surface processes.*

УДК 532.64.669(045)

А.А. ТАМАРГАЗИН, А.Г. ДОВГАЛЬ, Л.Б. ПРИЙМАК

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ УПЛОТНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НАЗЕМНОЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

На уровне промышленного внедрения показана возможность применения керамики на основе системы $SiC-Al_2O_3$ как в форме компактного материала, так и в форме износостойких защитных покрытий используемых для деталей энергетических установок технологического оборудования аэропортов и авиационной наземной техники. Определены самые оптимальные технологические и производственные режимы получения изделий на основе этой системы. Обоснована возможность применения композиционных материалов на основе $SiC-Al_2O_3$ для торцевых уплотнительных элементов механических нагнетателей двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: торцевое уплотнение, композиционный материал, горячее прессование, износостойкость.

Введение

Надежность авиационной наземной техники и технологического оборудования аэропортов во многом определяет безопасность и регулярность полетов воздушных судов гражданской авиации, а также экономическую эффективность эксплуатации авиационной техники в целом. Эффективность и надежность технологического оборудования аэропортов определяется его ресурсом и необходимостью работ по техническому обслуживанию и ремонту.

Многие двигатели силовых установок авиационной наземной техники оборудованы нагнетателями. Как известно, ресурс, безопасность и производительность таких агрегатов решающим образом определяется долговечностью их уплотняющих узлов, и основная доля трудоемкости обслуживания этих агрегатов также приходится на эти узлы. Для обеспечения герметичности в нагнетателях применяют торцевые уплотнения.

Чтобы эти торцевые уплотнения отвечали всем ранее перечисленным требованиям, необходимо использовать коррозионностойкие, прочные и теплостойкие материалы. Торцевые уплотнения этих насосных агрегатов характеризуются следующими диапазонами параметров [1]:

- диаметр вала D_W в неразъемной конструкции, 40...60 мм;
- давление уплотняемой среды, $10^{-5}\dots5 \text{ кгс}/\text{см}^2$;
- нагрузка на контактную площадку кольцевых деталей, 2-6 МПа
- температура окружающей среды, 40-50 °C;

- скорость скольжения $\geq 7 \text{ м}/\text{с}$;
- контактная (уплотняющая) зона торцевого уплотнения работает в условиях сухого трения [3].

Торцевое уплотнение состоит в основном из трех элементов [2]: двух колец (неподвижного, размещенного в корпусе, и врачающегося кольца, размещенного на валу), которые образуют плоскую пару трения, и упругого элемента, обеспечивающего контакт в паре трения (рис.1).

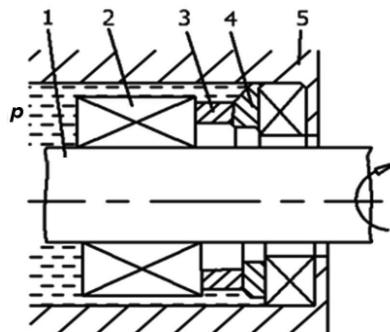


Рис. 1. Принципиальная схема торцевого уплотнения: 1 – вал; 2 – упругий элемент; 3, 4 – трущиеся кольца; 5 – вал

Одно из этих колец должно иметь возможность аксиального перемещения, для чего в конструкции узла торцевого уплотнения обязательно присутствует упругий подвижной элемент (пружина, сильфон, мембрана), который вместе с нажимной втулкой и уплотняющим вращающимся кольцом, составляет аксиально-подвижной блок (или поджимной узел). Этот

упругий элемент обеспечивает контакт торцевых поверхностей в сочетании с кольцом пары, вращающимся или не вращающимся, при отсутствии поджимающей силы от давления среды [3].

Вращающееся кольцо 3, герметично соединенное с валом 1 упругим элементом 2, обеспечивающим постоянный плотный контакт колец 3 и 4 при вибрации и смещении вала, а также изнашивании элементов пары трения. Зазор в паре трения определяет потери жидкости или газа, находящихся в рабочем пространстве механизма 5 под давлением p .

Кроме того, обязательными элементами узла торцевого уплотнения являются вспомогательные (или второстепенные) уплотнения между вращающимся блоком и ротором, между статорным блоком и корпусом, а также устройства фиксации уплотняющих колец (установочные винты, приводные штифты), которые служат для привода вращающегося кольца и фиксации от углового смещения (проворачивания) относительно корпуса не вращающегося кольца.

Выбор конструкции торцевого уплотнения в значительной степени определяется физико-

химическими свойствами среды, для которой предназначено уплотнение: его агрегатным состоянием, давлением, температурой, вязкостью, содержанием взвешенных твердых частиц и солей, химической агрессивностью, вспышкой (при нагревании, в контакте с атмосферой), степенью опасности влияния на людей и окружающую среду.

На эффективность работы уплотняющего узла решающее влияние оказывают не конструктивные мероприятия, а сочетание материалов уплотняющих элементов. Для деталей торцевых уплотнений применяются следующие классы материалов: графиты (силицированный, алюмокарбидо-кремниевый, графитованный); металлические соединения (чугун хромистый, сталь 95Х1); керамика (карбид кремния, керамика (99% Al_2O_3)); сплавы (нерезист, твердый сплав (93% WC), твердый сплав ВК-8). Материалы для уплотняющих колец следует подбирать с учетом условий эксплуатации торцевого уплотнения, а также технологичности и экономичности изготовления уплотняющих колец. Сравнительная характеристика этих материалов приведена в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение классов материалов для торцевых уплотнений и их свойств

Материалы	Свойства			
	Стоимость	Износстойкость	Коррозионная стойкость	pV -критерий
Графиты	Низкая	Низкая	Высокая	9-18
Стали, чугуны	Средняя	Средняя	Низкая	9-35
Сплавы ВК	Высокая	Высокая	Низкая	90
Керамические материалы	Низкая	Высокая	Высокая	150

Условия эксплуатации уплотнений различного назначения существенно различаются, поэтому для каждой группы уплотнений необходимо рассматривать определенный комплекс параметров, которые характеризуют степень напряженности работы пары трения. Основными характеристиками уплотняющего узла являются два параметра: линейная скорость вращения V (м/с), и давление уплотняемой среды p (kg/cm^2) [4]. Из табл. 1 можно сделать вывод, что оптимальными характеристиками для торцевых уплотнительных элементов являются керамические материалы и покрытия из них.

В качестве компонентов керамического материала были избраны карбид кремния и оксид алюминия [5]. Они относительно дешевы, сырье для их производства не является дефицитным в ресурсной базе Украины. В частности эти ингредиенты в достаточном количестве изготавливаются предприятиями Донецкий завод химреактивов и Запорожский абразивный комбинат.

Таким образом, целью наших исследований была разработка износо- и коррозионностой-

ких материалов и защитных покрытий из них из недорогостоящих компонентов и получаемых нересурсоемкими технологиями для торцевых уплотнительных элементов нагнетателя. Обоснование и оптимизация технологических режимов получения этих материалов и защитных покрытий из них относительно основных эксплуатационных свойств уплотнительных материалов: износстойкости, сплошности (пористости) и плотности.

Методы исследования

Для получения шихты карбидокремневой керамики с различными добавками оксида алюминия и оксида циркония использовали исходные порошки: карбид кремния марки 64С (ГОСТ 26 327-84) средним размером 45-55 мкм, оксид алюминия (ТУ 6-09-03-350-73) с частицами средним размером 45-50 мкм и оксид циркония (ТУ 6-09-2486-77) с частицами средним размером 15-30 мкм; никель марка Н-0 (ГОСТ 849-70) с частицами средним размером 20-30 мкм и алюминий ПА-4 (ГОСТ 6058-73) с частицами

средним размером 90-110 мкм. Для получения конечной шихты ее исходные компоненты размалывали в планетарной мельнице «Санд-1» стальными размольными телами в среде ацетона. Это производили для более равномерного распределение компонентов шихты и измельчения до размера менее 5 мкм с целью получения готовой компактной керамики такой же зернистости. Этот размер зерна был избран исходя из следующих соображений. Кольцевые изделия уплотнительных элементов могут группироваться по двум схемам «керамика-керамика» и «сталь-керамика». Таким образом из ранее проведенных исследований известно, что абразив зернистостью менее 5 мкм не изнашивает стальные контрповерхности, а напротив повышает ее износостойкость за счет выглаживания и заполнения микронеровностей. Для сохранения такой зернистости и ее контроля шихту постоянно исследовали гранулометрическим анализом на анализаторе «Laser Micron Sizer» и таким образом определяли оптимальное время размола для предотвращения перерасхода энергоресурсов в технологическом процессе.

Горячее прессование керамики осуществляли на установке СПД-120 с индукционным нагревом без защитной атмосферы (рис.2).

Данная установка представляет собой гидравлический пресс который дополнительно оборудован нагревательным элементом, который опускается при помощи винтового механизма приводимого в движение электрическим двигателем. Нагревательный элемент электрического типа уложен в футеровочную глину. Для предотвращения термического воздействия на агрегаты гидравлического пресса верхние и нижние его опорные плиты имеют водяное охлаждение.

Нагрузка, прилагаемая к опорным плитам пресса, контролируется при помощи динамометрического датчика со стрелочным индикатором. Температура процесса контролируется при помощи прямого оптического контакта с поверхности формы с применением «Луч-3». Начало усадки и ее кинетика контролируется при помощи микрометрического индикатора часового типа. Для защиты оператора от воздействия температуры применяется защитный экран. Для обеспечения надлежащего качества воздуха цех оборудован вытяжкой.

Горячее прессование проводили по следующей схеме. Вначале прикладывали номинальную нагрузку в размере 2,5 т. И начинали медленный разогрев, который прекращали сразу же после начала интенсивной усадки. Дальнейший разогрев нецелесообразен, так как может привести к термической гомогенизации шихты и привести к рекристаллизационному росту

зерен керамики, что приводит к существенному ухудшению свойств композита. Форма пригодна для прессования, как керамических, так и металлокерамических составов шихты.

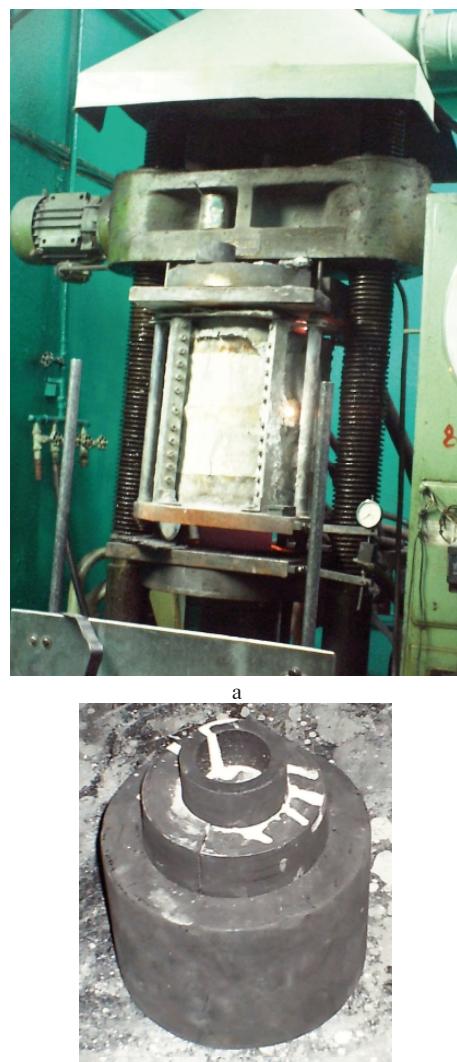


Рис. 2. Прессовая установка СПД-120 (а) и пресс-форма из высокопрочного графита МПГ-7 (б)

Шихта определенной концентрации засыпается в форму из высокопрочного графита МПГ-7, который легко обрабатывается на токарно-винторезном станке и позволяет производить форму практически любой геометрической конфигурации. Для предотвращения прилипания компонентов шихты к стенкам графитовой формы ее смазывают ацетоновым раствором нитрида бора. Для чего в геометрических размерах готового изделия нужно было предусмотреть соответствующий припуск под финишную обработку и удаление дефектного слоя во избежание ухудшения механических свойств готового изделия.

Так как прессовая установка не имеет защитной атмосферы, то со временем происходит выгорание основных элементов формы. Но одна форма вполне пригодна для 150-200 садок в зависимости от температуры прессования, что вполне обеспечивает окупаемость процесса производства за счет существенного повышения износостойкости готовых изделий.

Технология прессования кольцевых деталей имеет одну особенность. Так как кольцевая деталь имеет графитовый сердечник в форме, то коэффициент термического расширения готового изделия из шихты должен быть больше чем у графита. Иначе может произойти разрыв кольцевого изделия, что существенного ухудшит его свойства. Иногда в некоторых случаях необходимо применять горячую распрессовку, пока еще не произошло остывание графитового сердечника и остывание самого кольцевого изделия.

Результаты исследования

Композиция $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ обладает одной очень важной технологической особенностью для получения кольцевых изделий. Ее коэффициент термического расширения значительно больше, чем у графита во всем диапазоне температур получения керамики 20-1870 °С. Что позволяет графитовому сердечнику нагреваясь и остывая не разрушать кольцо во внутреннем отверстии.

На основании проведенных исследований [5] был избран состав и разработана технология получения керамических материалов системы $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ и покрытий [6] с износостойкой составляющей $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ и металлической связкой Ni-Al с высокими триботехническими свойствами. Обосновано применение стальных барабанов и стальных размольных тел для шихты $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$, что существенно удешевляет процесс получения керамических изделий. Была произведена партия кольцевых деталей торцевых уплотнительных элементов и обработаны до номинальных размеров (рис. 3).



Рис. 3. Кольцевые детали торцевых уплотнительных элементов

Разработаны рекомендации по использованию керамики системы $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ для кольцевых деталей торцевых уплотнительных

элементов. Проведенные в условиях службы спецтранспорта аэропорта «Гостомель» государственного предприятия «Антонов» (г. Киев) стендовые испытания колец показали высокую износостойкость, превышающую износостойкость серийных колец, используемых в нагнетателях энергетических установок авиационной наземной техники в 3,5 раза.

Разработанная износостойкая композиция $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ и обоснована металлическая связка Ni-Al, которая может быть рекомендована для нанесения износостойких покрытий на стальные детали уплотнительных элементов и участков валов, с целью упрочнения или восстановления. Опытно-производственная проверка покрытий нанесенных методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления на государственном предприятии завод №410 ГА показала, что износостойкость полученных покрытий в 2,2 раза превышает износостойкость покрытий из твердого сплава ВК-6.

Заключение

Проведенные исследования системы $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ позволили оптимизировать технологические режимы получения компактных материалов и газотермических покрытий, а опытно-эксплуатационные испытания на предприятиях ГП «Антонов» и завод №410 ГА показали возможность и высокую эффективность применения этих композиционных материалов для торцевых уплотнительных элементов механических нагнетателей двигателей внутреннего сгорания.

Литература

1. Голубев В.И. Уплотнение и уплотнительная техника [Текст]: Справочник / Под общ. ред. Голубева В.И. – М: Машиностроение, 1994. – 356 с.
2. Lebeck A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals [Texte] / A.O. Lebeck. – New York, 1991. – 764 p.
3. Мельник В. А. Форма поверхностей контактного стыка пары трения торцевого уплотнения. Расчет характеристик торцевого уплотнения [Текст] / В.А. Мельник // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 2. – С. 28-31.
4. Мельник В. А. Торцевые уплотнения валов [Текст]: Справочник. / В.А. Мельник – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.
5. Уманський О.П. Розроблення керамічного зносостійкого матеріалу на основі карбіду кремнію для високошвидкісних вузлів тертя. [Текст] / О.П. Уманський, А.Г. Довгаль, В.І.Суботін, О.Д.Костенко./// Вісник НАУ. №1, 2011.– С65-71.

6. Уманский А.П. Разработка металлокерамических материалов и покрытий на основании системы SiC-Al₂O₃ для торцевых уплотнений центробежных насосов технологического оборо-

рудования аэропортов. [Текст] / А.П. Уманский, А. Г. Довгаль. // Матеріали X міжнародної науково-технічної конференції «АВІА-2011». – К.: 2011. – С. 13.5-13.8.

Поступила в редакцию 26.05.2017 г.

О.А. Тамаргазін, А.Г. Довгаль, Л.Б. Приймак. Підвищення експлуатаційних властивостей деталей ущільнення механічних нагнітачів енергетичних установок наземної авіаційної техніки

На рівні промислового впровадження показано можливість застосування кераміки на основі системи SiC-Al₂O₃ як у формі компактного матеріалу, так і у формі зносостійких захисних покривів, що використовуються для деталей енергетичних установок технологічного обладнання аеропортів та авіаційної наземної техніки. Визначено найбільш оптимальні технологічні і виробничі режими одержання виробів на основі цієї системи. Обґрунтовано можливість застосування композиційних матеріалів на основі SiC-Al₂O₃ для торцевих ущільнювальних елементів механічних нагнітачів двигунів внутрішнього згоряння.

Ключові слова: торцеве ущільнення, композиційний матеріал, гаряче пресування, зносостійкість.

A.A. Tamargazin, A.G. Dovgal, L.B. Pryimak. Increase of operational properties of aviation ground equipment power plants mechanical seals blowers details

At the level of industrial implementation the possibility of application of ceramics based on the system of Al₂O₃-SiC is shown in the form of a compact material, as a wear-resistant protective coatings of parts used for power plants and technological equipment of airports and aviation ground equipment. Determined the optimal technological and industrial modes of obtaining products on the basis of this system. The possibility of composite materials based on SiC-Al₂O₃ using for edge sealing of mechanical superchargers elements of internal combustion engines is defined.

Keywords: face sealing, composition material, hot pressing, durability.

УДК 539.319

К.В. САВЧЕНКО, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ, И.Г. ТОКАРЬ

Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

ВЛИЯНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ УГЛА РАДИАЛЬНОГО СКОСА КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК НА СТАТИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИХ ВЕНЦОВ

В данной работе приведены результаты вычислительных экспериментов по определению влияния моделирования контактного взаимодействия беззиговых бандажных полок, а именно угла радиального скоса их контактных поверхностей, на статическое напряженное состояние лопаточных венцов. Показано, что такие характеристики статического напряженного состояния, как контактное давление и интенсивность напряжений в бандажной полке лопатки, существенно зависят от выбранного варианта моделирования. Также приведены рекомендации по выбору оптимального варианта моделирования угла радиального скоса.

Ключевые слова: лопатка, беззиговая бандажная полка, угол радиального скоса, контактное давление, интенсивность напряжений.

Введение

В современном машиностроении к двигателям выдвигают все более жесткие технологические и эксплуатационные требования, что влечет за собой возрастание их рабочих параметров. При этом большинство дефектов, выявляемых в процессе работы двигателей, имеет вибрационное происхождение, значительная часть которых относится к лопаточным венцам рабочих колес турбин.

Одним из самых эффективных способов снижения вибрационной напряженности лопаток является конструкционное демпфирование колебаний [1]. Наиболее распространенным его средствами являются полочное бандажирование [2 – 4], подплатформные демпферы [5 – 7], замковые соединения лопатки с диском [4, 8, 9] и высокодемптирующие покрытия пера [10, 11].

Несмотря на большое количество исследований по определению влияния полочного бандажирования на напряженное состояние лопаточных венцов, в последние времена все большее применение приобретает вычислительный эксперимент, ввиду интенсивного развития компьютерных технологий и высокой стоимости натурного эксперимента. В этом случае определяющее значение имеет выбор расчетной модели объекта исследования, которая должна адекватно отображать его геометрию и учитывать условия эксплуатации. При изучении бандажированных лопаточных венцов одной из наиболее сложных задач является моделирование контактного взаимодействия полок.

Как правило, при ее решении не учитывается цилиндрическая форма сечения венца в плоскости вращения рабочего колеса, т.е. плоскости контакта бандажных полок предполагаются параллельными. Однако анализ известных результатов исследований в этом направлении не позволяет установить, насколько использование такого подхода дает возможность достоверно определить характеристики напряженного состояния лопаточных венцов.

Поэтому целью данной работы является расчетное исследование влияния подходов к моделированию угла радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок рабочих лопаток на характеристики статического напряженного состояния их венцов как систем с циклической симметрией.

1. Объект исследования и его моделирование

В качестве объекта исследования был выбран лопаточный венец с беззиговой бандажной связью, лопатки которого взаимодействуют между собой по контактным поверхностям K и образуют кольцевую бандажную связь, как показано на рис. 1, где F – нормальная сила контактного взаимодействия полок; α – угол наклона поверхностей K бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса; t_s – шаг лопаток венца.

Рассматриваемый лопаточный венец является системой с циклической симметрией, связь лопаток которой в предположении абсолютной жесткости диска обуславливается их контактным взаимодействием по бандажным полкам.

В этом случае при проведении вычислительных экспериментов можно ограничиться рассмотрением одного периода венца с соответствующими граничными условиями [12].

Для создания конечноэлементной (КЭ) модели лопатки и венца в соответствии с подходами, изложенными в [9, 13], использовался объемный 8-узловой конечный элемент.



Рис. 1. Схема взаимодействия контактных поверхностей бандажных полок лопаток

В соответствии с постановкой задачи было рассмотрено три возможных варианта положения в радиальном направлении контактных поверхностей бандажного соединения периода лопаточного венца, которые схематично показаны на рис. 2:

1 — отсутствует радиальный скос контактных поверхностей;

2 — скос только одной из контактных поверхностей на угол $\gamma = \pi/N$;

3 — скошены обе контактные поверхности на угол $\gamma = \pi/N$.

Здесь γ — угол радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок лопаток; N — число лопаток венца.

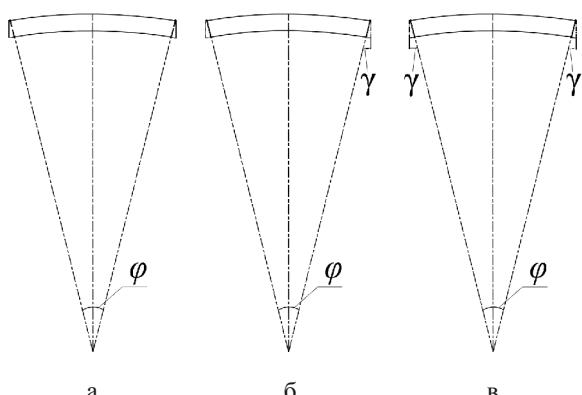


Рис. 2. Варианты 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования бандажной связи периода лопаточного венца

2. Результаты вычислительных экспериментов

Был проведен комплекс расчетных исследований по определению влияния выбранных вариантов моделирования угла радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок рабочих лопаток на характеристики статического напряженного состояния лопаточных венцов, в качестве которых выбраны такие:

— максимальное контактное давление по бандажным полкам:

$$P_{\max} = \frac{M}{S \cdot t_s \cdot \cos \alpha}, \quad (1)$$

где M — крутящий момент, действующий на полку вследствие упругой закрутки пера лопатки;

S — площадь контактных поверхностей полок.

— интенсивность напряжений в бандажной полке:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1}, \quad (2)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения.

Рабочие лопатки исследуемого венца изготовлены из жаропрочного никелевого сплава ЖС 26-ВИ с такими физико-механическими характеристиками: модуль упругости 1-го рода $E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па; плотность $\rho = 8570$ кг/м³; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Расчет характеристик напряженного состояния выполнялся в диапазоне изменения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса $45^\circ \dots 65^\circ$ для выбранных вариантов моделирования контактного взаимодействия в радиальном направлении.

По результатам выполненных вычислительных экспериментов были определены распределения контактных давлений и интенсивности напряжений в бандажной полке, примеры которых приведены на рис. 3 и 4.

Как видно из представленных данных, при учете угла радиального скоса контактных поверхностей происходит увеличение площади контакта и перераспределение зон максимальных значений контактных давлений (рис. 3) и интенсивности напряжений в бандажной полке лопатки (рис. 4). При этом для варианта 3 это явление более выражено, чем для варианта 2.

На основании полученных распределений указанных характеристик статического напряженного состояния лопаток были построены диаграммы их максимальных значений в выбранном диапазоне изменения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок, которые приведены на рис. 5 и 6.

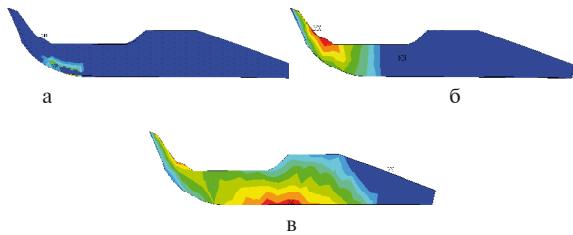


Рис. 3. Распределение давлений по контактным поверхностям бандажных полок при $\alpha = 52^\circ$ для вариантов 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования их радиального скоса

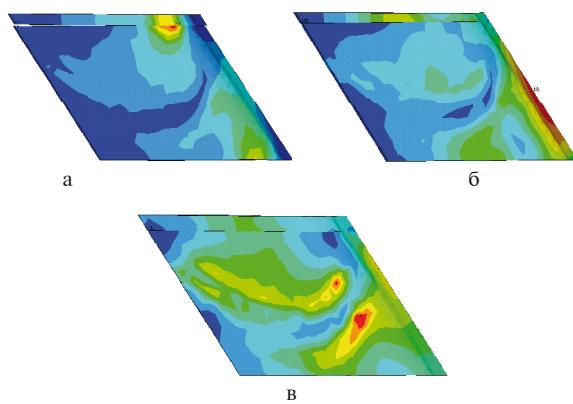


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений в бандажной полке при $\alpha = 52^\circ$ для вариантов 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования радиального скоса контактных поверхностей

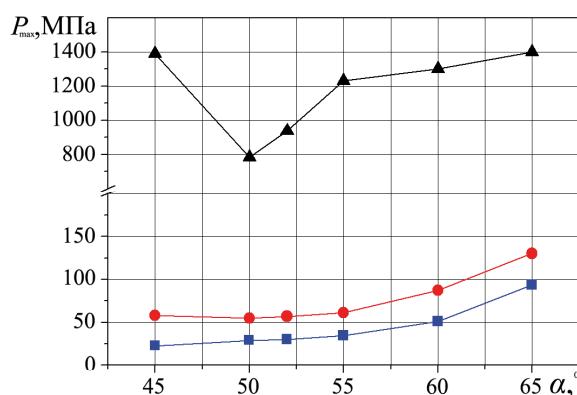


Рис. 5. Диаграмма максимальных значений контактных давлений в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса для вариантов 1 (▲), 2 (●) и 3 (■) моделирования их радиального скоса

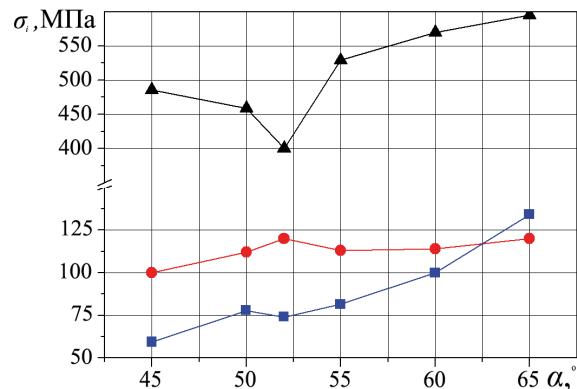


Рис. 6. Диаграмма максимальных значений интенсивности напряжений в бандажной полке в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса для вариантов 1 (▲), 2 (●) и 3 (■) моделирования их радиального скоса

Из представленных результатов следует, что при отсутствии радиального скоса контактных поверхностей (вариант 1) наблюдаются аномально высокие по сравнению с таковыми при двух других вариантах моделирования максимальные значения контактных давлений и интенсивности напряжений в бандажной полке, что обусловлено наличием концентратора напряжений в контактном соединении. При этом необходимо отметить следующее:

- самые низкие максимальные значения исследуемых характеристик напряженного состояния имеют место в случае варианта 3 моделирования радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок;

- характер зависимостей изменения максимальных значений контактного давления от угла наклона контактных поверхностей бандажных полок для вариантов 2 и 3 практически одинаков.

Заключение

На основании результатов выполненных вычислительных экспериментов и проведенного их сравнения с известными данными исследований можно сделать следующие выводы:

1. Учет угла радиального скоса контактных поверхностей полок позволяет исключить появление концентраторов напряжений в зоне контакта беззиговых бандажных полок и получить более достоверные распределения характеристик статического напряженного состояния в сравнении с таковыми, если радиальный скос не учитывается.

2. Моделирование радиального скоса контактных поверхностей с обеих сторон бандажной полки (вариант 3) позволяет более достоверно представить условия взаимодействия

контактных поверхностей бандажных полок. В этом случае имеет место снижение максимальных значений интенсивности напряжений в бандажных полках по сравнению с другими вариантами моделирования их контакта.

Литература

1. Szwedowicz J. Bladed disks: non linear dynamics [Text] / J. Szwedowicz // Structural design of aircraft engines: key objectives and techniques / edited by E. Seinturier, G. Paniagua. — Sint-Genesius-Rode, 2008. — Р. 85-113.
2. Меркулов В.М. О выборе способа бандажирования рабочих лопаток турбин ГТД [Текст] / В.М. Меркулов, Ф.Д. Ильющенко // Вестник двигателестроения. — 2005. — № 2. — С. 114-117.
3. Larin O.O. Forced vibrations of bladings with the random technological mistuning [Text] / O.O. Larin // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, June 14-18. — 2010, Glasgow, UK, GT2010-23099. — Glasgow, 2010. — Р. 667-672.
4. Tokar I.G. On the problem of improvement of the damping ability of rotor blades of contemporary gas-turbine engines [Text] / I.G. Tokar, A.P. Zinkovskii, VV. Matveev // Strength of Materials. — 2003. — 35 (4). — Р. 368-375.
5. Sanliturk K.Y. Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data [Text] / K.Y. Sanliturk, D.J. Ewins, A.B. Stanbridge // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2001. — 123 (4). — Р. 919-929.
6. Petrov E.P. Advanced modeling of underplatform friction dampers for analysis of bladed disk vibration [Text] / E.P. Petrov, D.J. Ewins // Journal of Turbomachinery. — 2007. — 129 (1). — Р. 143-150.
7. Firrone C.M. The effect of underplatform dampers on the forced response of bladed disks by a coupled static/dynamic harmonic balance method [Text] / C.M. Firrone, S. Zucca, M.M. Gola // International Journal of Non-Linear Mechanics. — 2011. — 46 (2). — Р. 363-375.
8. Charleux D. Numerical and experimental study of friction damping in blade attachments of rotating bladed disks [Text] / D. Charleux, C. Gibert, F. Thouverez, J. Dupeux // International Journal of Rotating Machinery. — 2006. — Р. 1-13.
9. Жовдак В.А. Влияние контактного взаимодействия в замковом соединении на собственные колебания лопаток [Текст] / В.А. Жовдак, А.А. Дегтев, А.Ф. Кабанов, А.С. Степченко // Проблемы машиностроения. — 2003. — 6 (4). — С. 52 - 60.
10. Ustinov A.I. Using nanostructured coatings for reducing the dynamic stress state of constructional machine components [Text] / A.I. Ustinov, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar, V.S. Skorodzievskii // Advances of Electrometallurgy. — 2010. — 8 (1). — Р. 31-38.
11. Зиньковский А.П. Влияние рассеяния энергии в материале на колебания лопаток с неоднородностями [Текст] / А.П. Зиньковский, И.Г. Токарь, В.А. Круц, Я.Д. Круглий // Авиационно-космическая техника и технология. — 2012. — 9. — С. 132-137.
12. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. — М.: Машиностроение, 1983. — 224 с.
13. Savchenko K. V. Influence of the orientation of shroud contact surfaces on the static stress state of turbine rotor blades [Text] / K.V. Savchenko, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar, Ya.D. Kruglii // Strength of Materials. — 2014. — 46 (4). — Р. 493—502.

Поступила в редакцию 06.06.2017 г.

К.В. Савченко, А.П. Зіньковський, І.Г. Токар. Вплив моделювання кута радіального скосу контактних поверхонь бандажних полиць на статичний напружений стан їх вінців

В даній роботі наведено результати обчислювальних експериментів з визначення впливу моделювання контактної взаємодії беззигових бандажних полиць, а саме кута радіального скосу їх контактних поверхонь, на статичний напружений стан лопаткових вінців. Показано, що такі характеристики статичного напруженоого стану, як контактний тиск і інтенсивність напруження в бандажній полиці лопатки, суттєво залежать від обраного варіанта моделювання. Також приведено рекомендації по вибору оптимального варіанта моделювання радіального кута скосу.

Ключові слова: лопатка, беззигова бандажна полиця, кут радіального скосу, контактний тиск, інтенсивність напруження.

K.V. Savchenko, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar Influence of modeling of angle of radial chamfer of contact surfaces of shrouds on static state of their bladed disks

The paper presents the results of computational experiments on the determination of the influence of the modeling of contact interaction of straight shrouds, especially an angle of the radial chamfer of their contact surfaces, on the static state of bladed disks. The results of experiments show that the characteristics of the static state, such as contact pressure and stress intensity strongly depend on variant of modeling. Also, recommendations for choosing the optimal variant of modeling of an angle of the radial chamfer are given.

Key words: blade, straight shroud, angle of radial chamfer, contact pressure, stress intensity.

УДК 621.454.3

Э.К. МАГДИН, В.В. ОГЛИХ, А.Б. РОЗЛИВАН

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепр,
Украина

ТВЕРДОТОПЛИВНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ОРИЕНТАЦИИ И СТАБИЛИЗАЦИИ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КОСМИЧЕСКИМИ ОБЪЕКТАМИ

Рассмотрена принципиальная схема и описан принцип работы твердотопливной двигательной установки системы управления ориентации и стабилизации дискретного действия. Периодическая подача рабочего тела осуществляется путем срабатывания по очереди достаточного количества газогенераторов в баллон-рециркулятор, из которого газ истекает через сопла клапанов-газораспределителей, создавая тягу. На конкретном примере показано, что такая твердотопливная двигательная установка в определенных случаях может иметь преимущество перед широко распространенной в настоящее время газореактивной двигательной установкой на сжатом холодном газе.

Ключевые слова: двигательная установка, клапан-газораспределитель.

Введение

Для управления космическими аппаратами широкое распространение получили преимущественно двигательные установки, использующие в качестве рабочего тела сжатый газ или жидкое топливо [1], которые позволяют сравнительно легко осуществлять дискретный характер их работы.

Однако, достигнутый уровень разработки твердотопливных ракетных двигателей, создание твердых топлив с требуемыми свойствами (низкие температура и скорость горения, чистота продуктов сгорания) делает также возможным и их использование для создания двигательных установок реактивных систем управления космическими объектами, а ряд технико-экономических и эксплуатационных преимуществ, свойственных твердотопливным системам, делает их применение в некоторых случаях предпочтительным.

Целью данной статьи является показать на основе проектно-расчетных проработок возможное в определенных случаях преимущество твердотопливной двигательной установки с набором дискретно срабатывающих газогенераторов для управления космическими аппаратами по сравнению с системой на сжатом газе.

1. Конструктивно-компоновочные схемы двигателей управления, принцип их работы

К двигателям управления космического объекта обычно предъявляются следующие основные требования:

- уровень тяги и суммарный импульс тяги;
- время работы;
- коэффициент загрузки сопел (отношение времени работы сопел к полному времени работы двигателя).

Кроме того, в технических заданиях могут задаваться весовые и габаритные ограничения.

Для выполнения заданных требований возможно использование различных схем двигателя управления, отличающихся различными источниками рабочего тела:

- с непрерывной работой газогенератора и регулированием по давлению (рис.1);

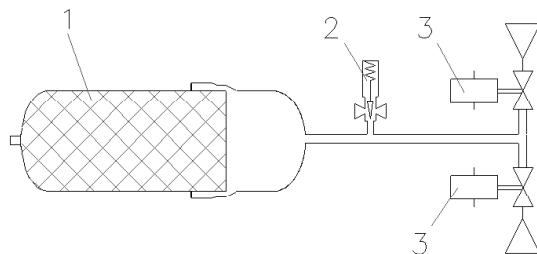


Рис. 1. Принципиальная схема двигателя управления с непрерывной работой газогенератора и регулированием по давлению

- 1 – газогенератор; 2 – регулятор давления;
- 3 – клапан-газораспределитель

- с одним или двумя баллонами сжатого газа под давлением (рис.2);

- с набором дискретно срабатывающих газогенераторов и рециркулятором (рис. 3).

Схема двигателя с непрерывной работой твердотопливного газогенератора (рис.1), рассмотренная в статье [3], является классической, основным недостатком которой является слож-

нность обеспечивать паузы в работе двигателя путем гашения заряда и повторного воспламенения, что делает ее менее привлекательной по отношению к другим типам двигателей управления.

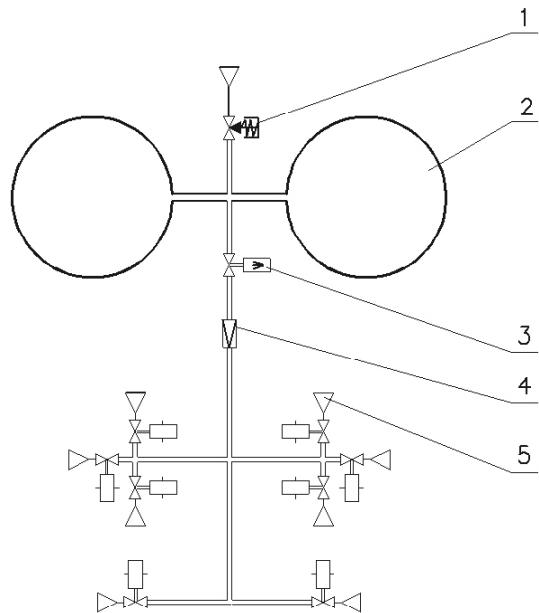


Рис. 2. Принципиальная схема двигательной установки с двумя баллонами холода газа под давлением
1 – клапан заправки; 2 – баллон с холдным газом;
3 – пироклапан для герметизации баллонов;
4 – редукционный клапан для снижения давления;
5 – клапан-газораспределитель

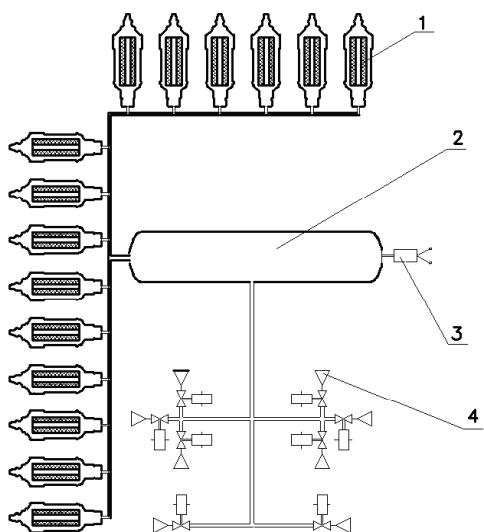


Рис. 3. Принципиальная схема двигательной установки с набором дискретно срабатывающих газогенераторов
1 – газогенераторы; 2 – баллон (ресурсивер); 3 – датчик-сигнализатор; 4 – клапан-газораспределитель

Двигательная установка на холдном газе (рис. 2) состоит из одного или двух баллонов для хранения газа 2, восьми сопел с клапанами-

газораспределителями 5 для управления по каналам тангажа, рыскания и крена, клапана зарядного для заправки 1, пироклапана 3 для герметизации заправленных газом баллонов во время хранения и обеспечения подачи газа к клапанам-газораспределителям и редукционного клапана для снижения давления 4.

Данная схема имеет преимущество по сравнению с двигателем управления с непрерывной работой газогенератора и регулированием по давлению в том, что она позволяет обеспечивать паузы в работе и общее время ее работы может достигать тысячи секунд.

Существенными же недостатками такой схемы являются использование холдного газа в баллонах – что приводит к существенным потерям удельного импульса по сравнению с горячим газом, а также значительный вес баллонов, особенно в случае хранения большого запаса газа.

На рис. 3 представлена схема двигателя управления с дискретным срабатыванием газогенераторов в ресивере. Благодаря тому, что для создания тяги используется горячий газ с температурой $T = 1200-1400 \text{ }^{\circ}\text{K}$ (это позволяет в 1,5-2 раза повысить удельный импульс), а также благодаря существенному уменьшению габаритов и веса баллона-ресурсивера, такой двигатель может иметь весовое и энергетическое преимущество по сравнению с двигателями на холдном сжатом газе.

Двигатель управления с дискретным срабатыванием газогенераторов работает по принципу, близкому к работе газореактивных систем управления на «холдном» газе, в которых весь запас рабочего тела (например воздух или азот), необходимый для создания тяги, изначально сосредоточен в баллоне под давлением и расходуется по мере необходимости в управляющих усилиях.

В двигателе с газогенераторами рабочее тело в ресивере до запуска отсутствует и система в процессе хранения не нагружена внутренним давлением. После подачи команды на систему запуска – образуется газ (продукты сгорания твердого топлива) который подается в ресивер при последовательном сжигании определенного числа порций твердого топлива, которое находится в виде зарядов в газогенераторах. По мере расхода газа на создание управляющих усилий давление в ресивере снижается и при достижении им определенного минимального значения, которое фиксирует датчик-сигнализатор, система управления дает команду на запуск следующего газогенератора. Далее, в процессе израсходования газа, процесс повторяется.

Конструктивная схема двигателя (рис. 4) следующая: по периметру отсека расположены

15 (количество может меняться в зависимости от характеристик и требований которые предъявляются к двигателю) последовательно запускаемых газогенераторов 2.

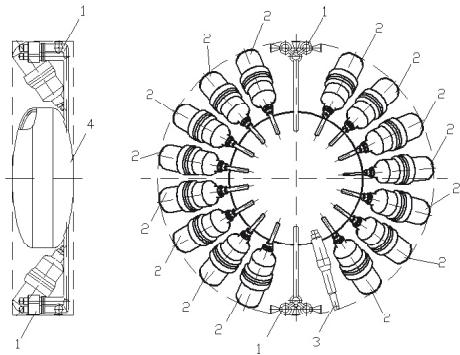


Рис. 4. Компоновочная схема двигателя управления с набором дискретно срабатывающих газогенераторов
1 – клапан-газораспределитель с соплом;
2 – газогенератор; 3 – клапан-регулятор давления;
4 – ресивер

Рабочий газ через газоходы попадает в ресивер 4 (который может быть теплоизолированный изнутри), расположенный в центре отсека. Рабочий газ из ресивера 4 поступает в два диаметрально противоположных блока клапанов-газораспределителей 1, истекая через сопла, которые создают требуемые управляющие усилия тяги. На ресивере устанавливается датчик-сигнализатор давления, по сигналу которого система управления выдает команды на запуск очередного газогенератора 2, для поддержания в ресивере постоянного давления.

2. Результаты сравнительных проектно-расчетных проработок двигательных установок для системы управления ориентации и стабилизации на горячем и холодном газе

Для сравнительной оценки характеристик двигателя на горячем газе были использованы следующие исходные данные и характеристики ранее спроектированной двигательной установки ориентации и стабилизации на холодном газе (рис. 2) чтобы можно было объективно сравнивать:

- суммарный импульс тяги не менее 4900 Н·с;
- тяга сопел в каналах тангажа и рыскания не менее 83 Н;
- тяга каждого сопла в канале крена не менее 47 Н;
- максимальное время функционирования 325 секунд;
- коэффициент загрузки сопел: до 0,6.

При проектировании твердотопливной двигательной установки системы управления ориентации и стабилизации указанные характеристики были выполнены.

Для проектирования были использованы следующие данные:

- низкотемпературное твердое топливо с температурой продуктов сгорания $T = 1474 \text{ }^{\circ}\text{K}$;
- отклонение величины тяги от минимального значения (при давлении 7,3 МПа) не должно превышать 70%.

По результатам проектных проработок для двигателя управления с набором дискретно срабатывающих газогенераторов было определено:

- суммарный импульс тяги 4960 Н·с;
- диапазон давлений в баллоне 6,8–11,7 МПа;
- объем баллона (ресивера) 33 дм³.

Согласно расчетам проведенным для двигателя (рис. 4), необходимо одновременное срабатывание нескольких газогенераторов в свободный объем ресивера, для достижения начального давления $P=11,7 \text{ МПа}$ и последующей подпитки горячим газом в моменты снижения давления в ресивере до уровня 4,9–6,8 МПа. Это позволяет обеспечить стабильный режим работы двигательной установки в течение от 100 секунд до нескольких тысяч секунд (при условии реализации необходимых пауз в процессе работы двигательной установки).

Двигатель управления сохраняет работоспособность и выполняет свои функции в течение длительного срока эксплуатации.

В таблице 1 приведен сравнительный анализ масс двигательных установок (рис. 2 и 3):

Таблица 1
Сравнительный анализ масс ДУ

№ п/п	Наименование узлов ДУ	ДУ с двумя баллонами холодного газа под давлением, кг	ДУ с набором дискретно срабатывающих газогенераторов, кг
1	Баллоны с магистралями	57	–
2	Ресивер	–	14
3	Газогенераторы	–	27
4	Клапаны, регуляторы	10	10
5	Рабочее тело	13	3
6	Итого:	80	54

Выводы

В результате проведенной проектной работы, можно сделать вывод, что возможны случаи, когда для управления космическими объектами рациональнее будет использовать двигатель управления с набором дискретно срабатывающих твердотопливных газогенераторов в отличие от двигательной установки с баллонами холодного газа под давлением поскольку он обладает меньшей массой и габаритами.

Такое существенное преимущество двигатель управления с набором дискретно срабатывающих газогенераторов приобретает за счет:

- более высокого удельного импульса горячего газа, который образуется от сгорания твердотопливных зарядов, в отличие от холодного газа, что позволяет уменьшить запас рабочего тела;

- большой разницы между объемом баллонаресивера и баллоном холодного газа под давлением обусловленной тем, что объем баллонаресивера не предусматривает заполнения всем количеством горячего газа, а только небольших порций, которые образуются в результате сгорания твердотопливных зарядов.

Преимущества твердотопливной двигательной установки над двигателем, работающим

на холодном сжатом газе будут возрастать с увеличением суммарного импульса тяги.

Литература

1. Беляев Н.М. Реактивные системы управления космических летательных аппаратов [Reaktivnyye sistemy upravleniya kosmicheskikh letatel'nykh apparatov] / Н.М. Беляев, Н.П. Белик, Е.И. Уваров – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

2. Соколовский М.И. Управляемые энергетические установки на твердом ракетном топливе [Upakovlyayushchiye energeticheskiye ustanovki na tvordom raketnom toplive] / М.И. Соколовский, Г.А. Зыков и др. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.

3. Оглих В.В. Основные проблемные вопросы и пути их решения при проектировании и экспериментальной отработке РДТТ управления [Osnovnyye problemye voprosy i puti ikh resheniya pri proyektirovaniyu i eksperimental'noy otrobotke RDTT upravleniya] / В.В. Оглих, В.М. Доценко, В.Г. Мамонтов, М.Г. Косенко, А.Б. Розливан, В.Г. Бейдик // Авиационно-космическая техника и технология: – 2008. – №9(56). – С. 172–176.

Поступила в редакцию 13.06.2017 г.

Е.К. Магдин, В.В. Оглик, А.Б. Розливан. Твердопаливна двигунна установка орієнтації та стабілізації дискретної дії для управління космічними об'єктами

Розглянуто принципову схему та описано принцип роботи твердопаливної двигунної установки системи управління орієнтації та стабілізації дискретної дії. Періодична подача робочого тіла здійснюється шляхом спрацювання по черзі достатньої кількості газогенераторів в балон-ресивер, із якого газ витікає через сопла клапанів-газорозподільників створюючи тягу. На конкретному прикладі показано, що така твердопаливна двигунна установка в певних випадках може мати перевагу перед широко поширеною в теперішній час газореактивною двигунною установкою на стиснутому холодному газі.

Ключові слова: двигунна установка, клапан-газорозподільник.

Е.К. Mahdin, V.V. Oglkh, A.B. Rozlivan. Solid-propellant propulsion system of orientation and stabilization of discrete action for control of space objects

The principal diagramme is considered and the principle of activity of a solid-propellant propulsion system of a control system of orientation and stabilisation of discrete action is described. Periodic submission of a propulsive mass implements by operation by turns enough of gas generators in a bottle-receiver from which gas expires through nozzles of valve of gas distributor creating thrust. On a particular example it is shown that such solid-propellant propulsion system in certain cases can have advantage before widespread now gasreactiv a propulsion system on the compressed cold gas.

Key words: propulsion system, valve of gas distributor.

УДК 629.03

О.В. КИСЛОВ, Н.В. ПИЖАНКОВА

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

КОНВЕРТИРОВАННЫЙ ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ПЕРЕПУСКОМ ВОЗДУХА ИЗ КОМПРЕССОРА В СВОБОДНУЮ ТУРБИНУ

Предложена новая схема организации перепуска воздуха в турбовальном конвертируемом ГТД. Для обеспечения необходимых запасов устойчивости на пониженных режимах работы использован перепуск воздуха из компрессора низкого давления в тракт силовой турбины. Данный подход позволяет снизить потери мощности по сравнению со случаем, когда перепуск осуществляется в атмосферу. Проведено численное моделирование эксплуатационных характеристик компрессора с двумя способами перепуска: в атмосферу и в тракт силовой турбины. Показана целесообразность использования второго способа. Представлены количественные оценки.

Ключевые слова: турбовальный газотурбинный двигатель, запасы устойчивости, линия рабочих режимов, перепуск воздуха, дроссельные характеристики.

Введение

Конвертированные газотурбинные двигатели (ГТД) нашли широкое применение в качестве газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов и энергетических установок. В связи с более высокими требованиями к ресурсу наземных ГТД, конвертированные двигатели обычно эксплуатируются на пониженных, по сравнению с прототипом, режимах работы. На этих режимах для обеспечения

устойчивой работы компрессора требуется перепуск воздуха за группой первых ступеней, что приводит к ухудшению экономичности ГТД. В этой связи представляет интерес схема конвертированного ГТД с перепуском воздуха из компрессора в тракт свободной турбины. На рис.1 представлена схема такого ГТД, содержащего двухвальный газогенератор, свободную турбину, показан перепуск воздуха за компрессором низкого давления в свободную турбину.

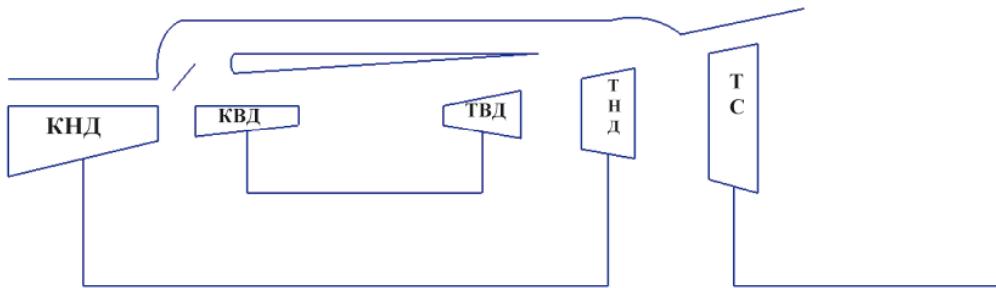


Рис.1. Схема конвертированного ГТД с перепуском воздуха в свободную турбину

Такая схема может получаться двумя путями:

- конвертацией авиационного турбовального ГТД со свободной турбиной,
- конвертацией ТРДД со смешением потоков путем уменьшения степени двухконтурности и установки свободной турбины и выходного диффузора вместо сопла.

Перепуск воздуха за КНД смешает рабочую линию на характеристике КНД в сторону больших приведенных расходов воздуха G_{BPR} , а возврат перепускаемого воздуха в проточную часть

ГТД перед свободной турбиной увеличивает мощность свободной турбины, что позволяет уменьшить расход топлива G_T для обеспечения заданной мощности ГТД, т.е. улучшить экономичность двигателя.

Дополнительным эффектом от подвода в свободную турбину перепускаемого воздуха является уменьшение степени понижения давления газогенератора.

Для турбовального ГТД с двухвальным газогенератором уменьшение степени понижения давления газогенератора реализуется путем

уменьшения степени понижения давления турбины низкого давления (ТНД) $\pi_{\text{TNД}}^*$ при сохранении постоянной степени понижения давления в турбине высокого давления (ТВД)

$\pi_{\text{TVД}}^* = \text{const}$ (при «запертых» первых сопловых аппаратах ТВД и ТНД). Известно, что такое

изменение $\pi_{\text{TVД}}^*$ и $\pi_{\text{TNД}}^*$ влияет на положение рабочей линии на характеристике КВД и смешает рабочую линию на характеристике КНД на большие приведенные расходы воздуха, т.е. дополнительно увеличивает запас устойчивости КНД [1]. Это делает возможным обеспечить необходимый запас устойчивости КНД при меньшем расходе перепускаемого воздуха, что должно благоприятно сказываться на удельных параметрах ГТД.

Целью настоящей статьи является оценка влияния перепуска воздуха из компрессора в свободную турбину на параметры конвертированного ГТД и его эксплуатационные характеристики.

1. Расчетные соотношения

Решение поставленной задачи получено численным путем. Использовалась математическая модель ТВад, описания в работе [статья БЛГ, КЕЛ], с ее помощью учтен подвод перепускаемого воздуха в свободную турбину путем изменения баланса расходов в ТНД и свободной турбине:

$$G_{\Gamma \text{ TNД}} + \Delta G_{\text{oxл TNД}} + \Delta G_{\text{пер}} = G_{\Gamma \text{ TC}}, \quad (1)$$

где G_{Γ} - расход газа на входе в ТНД,

$\Delta G_{\text{oxл TNД}}$ - расход воздуха из системы охлаждения ТНД,

$\Delta G_{\text{пер}}$ - расход перепускаемого воздуха.

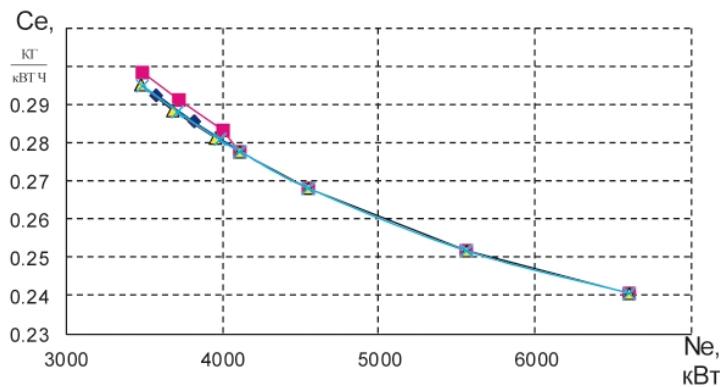


Рис. 2. Дроссельная характеристика ГТД:

—♦— при отсутствии перепуска воздуха; —■— перепуск воздуха из КНД в атмосферу ($\Delta \bar{G}_{\text{пер}} = 0,03$);

—▲— перепуск воздуха из КНД в свободную турбину ($\Delta \bar{G}_{\text{пер}} = 0,03$);

—○— перепуск воздуха из КНД в свободную турбину ($\Delta \bar{G}_{\text{пер}} = 0,022$)

В модель введен расчет параметров смеси газа, выходящего из ТНД и перепускаемого воздуха:

$$R_{\text{CM}} = \frac{R_{\Gamma} + m R_B}{1+m}; \quad (2)$$

$$C_{P \text{ CM}} = \frac{C_{P \Gamma} + m C_{P B}}{1+m} \quad (3)$$

$$\kappa_{\text{CM}} = \frac{C_{P \text{ CM}}}{C_{P \text{ CM}} - R_{\text{CM}}} \quad (4)$$

$$T_{\text{CM}}^* = \frac{C_{P \Gamma} T_{\text{TNД}}^* + m C_{P B} T_{\text{КНД}}^*}{C_{P \text{ CM}} (1+m)} \quad (5)$$

$$\rho_{\text{CM}}^* = \sigma_{\text{CM}} \frac{\rho_{\text{TNД}}^* F_{\text{TNД}}^* + \rho_{\text{КНД}}^* \sigma_{\text{ПЕР}} F_{\text{ПЕР}}}{F_{\text{TNД}} + F_{\text{ПЕР}}} \quad (6)$$

где $m = \frac{G_{\text{ПЕР}}}{G_{\text{Г TNД}}}$, $\sigma_{\text{ПЕР}}$ - коэффициент восстановления полного давления в канале для перепуска воздуха, $F_{\text{ПЕР}}$ - площадь поперечного сечения канала перепуска воздуха на входе в камеру смешения,

σ_{CM} - коэффициент восстановления полного давления, учитывающий потери при смешении потоков.

2. Результаты исследований

Для оценки влияния перепуска воздуха из компрессора в свободную турбину на экономичность ГТД и запас устойчивой работы его компрессора выполнен расчет дроссельной характеристики ГТД.

Результаты расчета представлены на рисунке 2.

Рисунок 3 иллюстрирует изменение запаса устойчивости компрессора в исходном ГТД, при наличии перепуска в атмосферу $\Delta \bar{G} = 0,03$ и при двух различных расходах перепускаемого воздуха ($\Delta \bar{G}_{\text{ПЕР}} = 0,03$ и $0,022$). Величина $\Delta \bar{G}_{\text{ПЕР}}$ определяется как отношение $\Delta \bar{G}_{\text{ПЕР}}$ к расходу воздуха на входе в КНД. Условные обозначения на рис. 3 и последующих соответствуют обозначениям на рис. 2.

На рис. 4 представлены рабочие линии на характеристиках КНД. При отсутствии перепуска воздуха из КНД запас устойчивости КНД становится меньше 10% при относительной приведенной частоте вращения $\bar{n}_{\text{НДПР}} \leq 90\%$. Перепуск 3% воздуха в атмосферу из-за КНД приводит к смещению рабочей линии на характеристиках КНД в сторону больших приведенных расходов воздуха $G_{\text{ВПР}}$, следствием чего является увеличение запаса устойчивости КНД до $\Delta K_{y \text{ НД}} \geq 10\%$ при $\bar{n}_{\text{НДПР}} > 87\%$.

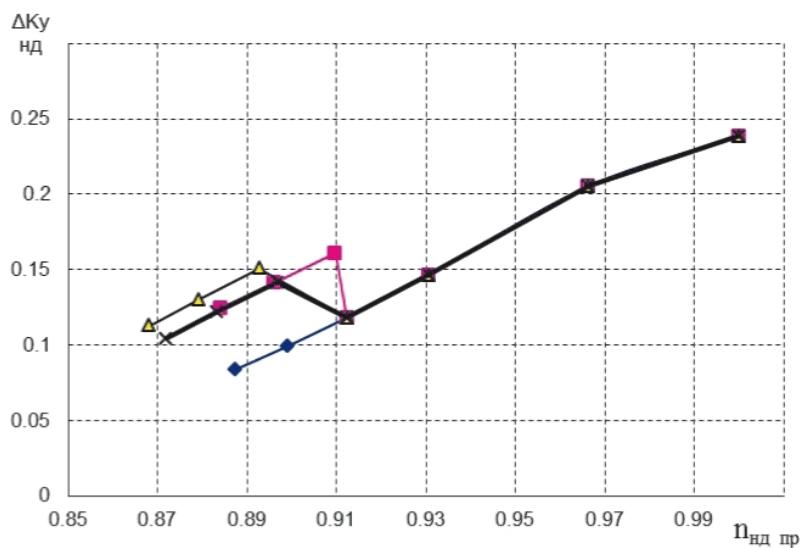


Рис. 3. Изменение запаса устойчивости КНД

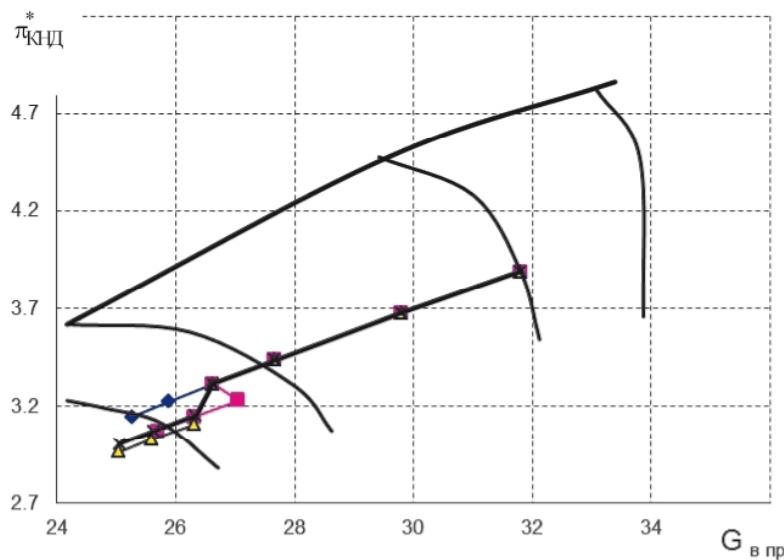


Рис. 4. Рабочая линия на характеристике КНД

Платой за увеличение запаса устойчивости КНД является ухудшение экономичности ГТД - удельный расход топлива C_e увеличивается.

При перепуске того же количества воздуха из КНД в свободную турбину дроссельная характеристика в координатах $C_e - N_e$ практически совпадает с дроссельной характеристикой ГТД при отсутствии перепуска. Однако смещение рабочей линии на характеристике КНД больше,

чем при перепуске воздуха в атмосферу, что обеспечивает еще большее увеличение $\Delta K_{y\text{ нд}}$ (рис. 4). Большее смещение рабочей линии объясняется снижением степени понижения давления в ТНД (рис. 5), что требует для обеспечения заданной мощности N_e увеличения режима работы каскада высокого давления — $n_{\text{ВВД пр}}$ и $G_{\text{ВВД пр}}$, т. е. раздросселирование канала за КНД.

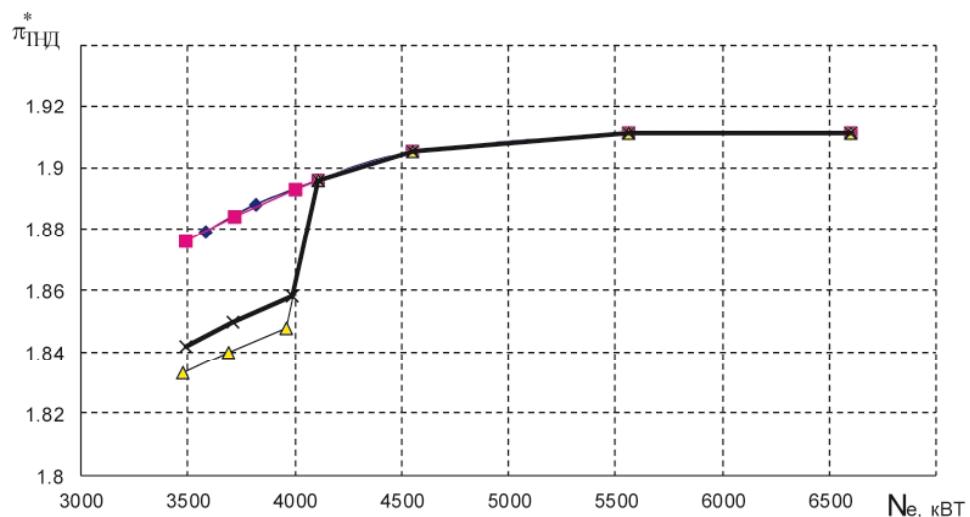


Рис. 5. Изменение π_{NHD}^* в зависимости от мощности

Поэтому при обеспечении одинаковой мощности режим работы ГТД с перепуском воздуха из компрессора в свободную турбину отличается от режима работы ГТД без перепуска более

высокими значениями T_g^* , $n_{\text{вл}}$. На рис. 6, 7 показано как изменяются значения температуры газа при различных вариантах перепуска и относительной приведенной частоты вращения ротора высокого давления.

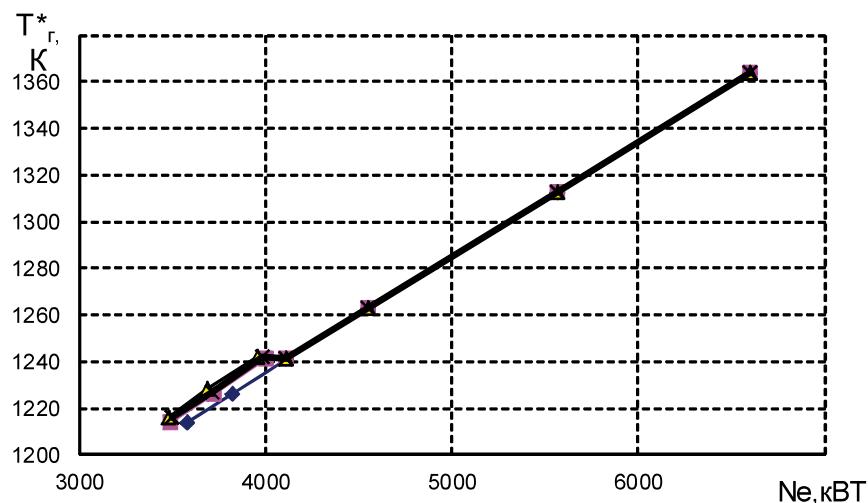


Рис. 6. Зависимость T_g^* от мощности ГТД

На основе сравнения $\Delta K_{УНД}$ при перепуске воздуха за КНД в атмосферу и в свободную турбину, сделан вывод, о возможности обеспечения заданного уровня ΔK_U при перепуске воздуха из компрессора в свободную турбину при меньшем расходе перепускаемого воздуха по сравнению с перепуском воздуха в атмосферу.

В частности с помощью математической модели, получено, что заданный уровень $\Delta K_{УНД}$ обеспечивается при меньшем расходе перепускаемого воздуха в тракт свободной турбины по сравнению со случаем перепуска в атмосферу.

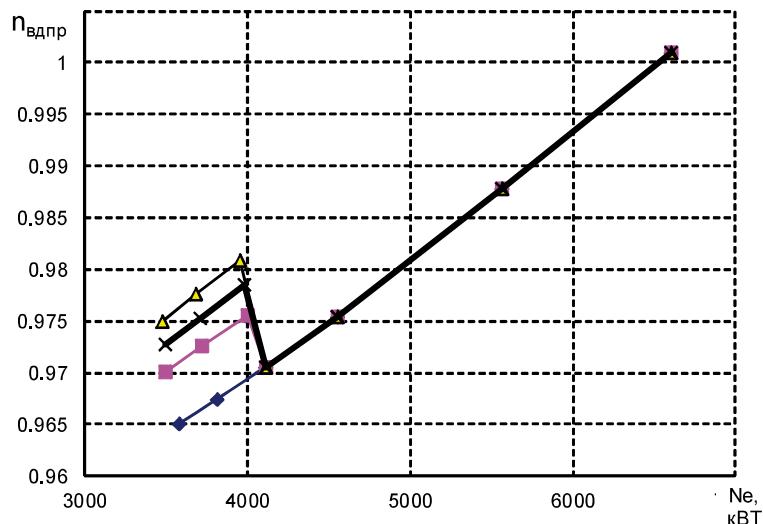


Рис. 7. Изменение относительной приведенной частоты вращения ротора высокого давления от мощности ГТД

Заключение

В статье проведена оценка влияния перепуска воздуха из компрессора ГТД в свободную турбину на его эксплуатационные характеристики. Показано, что такой перепуск воздуха позволяет получить запасы устойчивости КНД, равные запасам при перепуске воздуха из компрессора в атмосферу, при этом меньшем расходе перепускаемого воздуха. Дроссельная характеристика двигателя в этом случае практически совпадает с его дроссельной характеристикой без перепуска воздуха.

Необходимо отметить, что возможно улучшение дроссельной характеристики ГТД за счет оптимизации давления и расхода перепускаемого воздуха.

Представленные результаты получены при превышении давления перепускаемого воздуха над давлением перед свободной турбиной в 1,34-1,43 раза.

Литература

- Бойко Л. Г. Метод расчета газотермодинамических параметров ГТД с повенцовым описанием осевого многоступенчатого компрессора [Текст] / Л. Г. Бойко, Е. Л. Карпенко, Ю. Ф. Ахтеменко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2013. – Вып. 3. – С. 31-40.
- Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / В.В.Кулагин, С.К.Бочкарев, И.М.Горюнов и др.–М.: Машиностроение, 2005.– 464 с.

Поступила в редакцию 12.05.2017 г.

О.В. Кіслов, Н.В. Піжанкова. Конвертований газотурбінний двигун із перепуском повітря з компресора до вільної турбіни

Запропоновано нову схему організації перепуску повітря у турбовальному конвертованому ГТД. Для забезпечення необхідних запасів стійкості на знижених режимах роботи використано перепуск повітря з компресора низького тиску до тракту силової турбіни. Цей підхід дозволяє знизити втрати потужності у порівнянні з випадком, коли перепуск йде до атмосфери. Проведено чисельне моделювання експлуатаційних характеристик компресора із двома способами перепуску: до атмосфери та до тракту силової турбіни. Показано доцільність використання другого способу. Наведено кількісні оцінки.

Ключові слова: турбовальний газотурбінний двигун, газогенератор, запаси стійкості, лінія робочих режимів, перепуск повітря, дросельні характеристики.

O.V. Kislov, N.V. Pizhankova Converted gas turbine engine with compressor air bleed to free turbine

A new scheme of the air bleed in aeroderivative turboshaft GTE is proposed. To ensure the necessary stability margins on operating conditions with reduced rotational speed, air bleed from low-pressure compressor to power turbine flow path is used. This approach allows to reduce power losses in comparison with the case when air bleed is directed out into the atmosphere. Numerical modeling of compressor operating performance with two ways of bypassing (into the atmosphere and into power turbine flow path) has been carried out. The expediency of using of the second method is shown, quantitative estimates are presented.

Keywords: gas turbine engine, gas generator, gas generator characteristics, free operation, internal efficiency, relative internal efficiency, thermal efficiency.

УДК 621.438:621.515

В. А. ШКАБУРА

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

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТУРБИННОЙ И КОМПРЕССОРНОЙ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В целях развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей (ГТД) путем применения в их составе новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведены формулы для определения мощности и коэффициента мощности компрессорной части ТКО. Для верификации методик газодинамического расчета компрессорной проточной части разработана и изготовлена опытная модель ТКО и проведены ее исследования. Для определения эффективности применения ТКО в составе малоразмерного ГТД представлены результаты термодинамического расчета.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, турбинная часть, компрессорная часть, опытная модель, малоразмерный газотурбинный двигатель.

Введение

Известно, что основным направлением развития газотурбинных двигателей является повышение параметров цикла их работы и эффективности происходящих в них процессов [1-3]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому существенные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления и в малоразмерных ГТД, где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным, или там, где необходим двигатель с высокой удельной мощностью (тягой) и небольшой стоимостью изготовления. Все это вынуждает вести исследования, направленные на совершенствование новых типов турбомашин ГТД и конструктивных нетрадиционных схем двигателей.

Поэтому для повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо как совершенствовать традиционные типы турбомашин, так и применять новые технические решения на основе всестороннего анализа и проводить их оптимизацию.

1. Формулирование проблемы

При малых размерах лопаток турбин проблематично размещение внутренних каналов охлаждения, так как при попадании пыли в проточную часть имеется опасность их за-

сорения. А утолщение выходной кромки для охлаждения задней части лопаток приводит к большим потерям энергии в закромочных следах. Пленочное охлаждение существенно улучшает тепловую защиту лопаток, но является причиной дополнительных потерь и снижения КПД турбин, особенно малоразмерных ГТД [2], а при попадании пыли выходные каналы засоряются.

2. Решение проблемы

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей нового типа турбомашин – турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3-5]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых объемных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток. Кроме того, благодаря периодичности работы лопаток РК ТКО могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной [3-5]. Однако для применения ТКО в составе ГТД необходимы детальные исследования и проработка их конструктивных элементов.

Турбокомпрессоры с общим рабочим колесом в зависимости от направления движения газовых потоков могут иметь две схемы течения в межлопаточном пространстве РК – прямоточную и противоточную [3]. Если направления газового и воздушных потоков совпадают относительно оси вращения РК, то схема течения

в ТКО прямоточная (рис. 1), при противоположном движении потоков – противоветочная.

Для осуществления той или иной схемы течения в РК необходимо подбирать соответствующую форму лопаток рабочего колеса и расположение соплового, выпускного, всасывающего и нагнетательного каналов относительно друг друга.

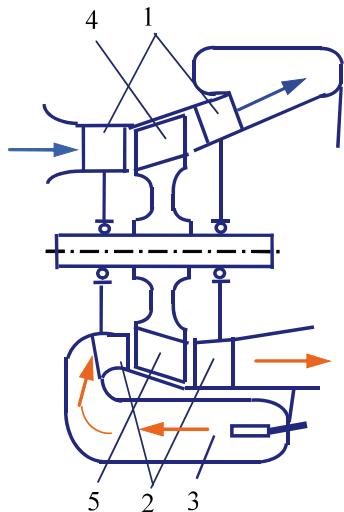


Рис. 1. Схема турбокомпрессора с общим рабочим колесом в качестве простого ГТД:
1 – компрессорная часть; 2 – турбинная часть; 3 – камера сгорания; 4 – компрессорный рабочий канал;
5 – турбинный рабочий канал

При работе ТКО некоторая часть воздуха переносится в межлопаточном пространстве РК через разделитель из компрессорного рабочего канала 4 в турбинный 5 (рис. 1). Соответственно часть горячего газа, оставшегося в межлопаточном пространстве РК, поступает из турбинной части в компрессорную часть. Это является основной особенностью турбокомпрессоров данного типа.

Турбокомпрессор с общим рабочим колесом уже прошел первую стадию исследований. Это позволило проработать конструкцию ТКО и основные положения теории его расчета. Для дальнейшего ее развития после газодинамических расчетов проточной части турбокомпрессора с общим рабочим колесом, проверки их результатов и апробации созданной методики расчета разработано и изготовлено несколько опытных моделей турбокомпрессора, общий вид одной из них показан на рис. 2. В силу малой осевой протяженности ТКО рабочее колесо в модели расположено на валу электродвигателя, который используется при исследовании компрессорной части.

Так как расход воздуха на входе в компрессорную часть и выходе из нее вследствие перетекания через разделители различный, то

выражение для определения мощности компрессорной части РК имеет вид

$$N_{uk} = G_{B2} C_{2uk} u_{2k} - G_{B1} C_{1uk} u_{1k}, \quad (1)$$

где G_{B1} – расход воздуха на входе в компрессорный рабочий канал (КРК);

C_{1uk} – окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в КРК;

u_{1k} – окружная скорость РК на входе в КРК;

G_{B2} – расход воздуха на выходе из КРК;

C_{2uk} – окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из КРК;

u_{2k} – окружная скорость РК на выходе из КРК.

Как показали расчетные исследования, при рациональном проектировании проточной части ТКО перетекание и перенос среды можно свести к минимуму [5].



Рис. 2. Опытная модель ТКО

Окружная протяженность разделителя зависит от густоты решетки. Чтобы он выполнял свою функцию, ее целесообразно принимать равной $L_{разд} = 2t$ (две шаги лопаток). Иначе увеличение $L_{разд}$ уменьшает рабочий участок проточной части: компрессорного и турбинного рабочих каналов, что снижает их КПД.

Чтобы увеличить частоту вращения РК, к валу опытной модели через муфту был подсоединен более мощный электродвигатель с регулятором оборотов. Результаты испытаний компрессорной части опытной модели ТКО с помощью более мощного электродвигателя показаны на рис. 3.

Для определения влияния турбинной части на работу компрессорной части ТКО были проведены дополнительные исследования модели,

когда привод рабочего колеса осуществлялся от турбинной части при подаче в нее сжатого воздуха. На рис. 3 показаны результаты исследований.

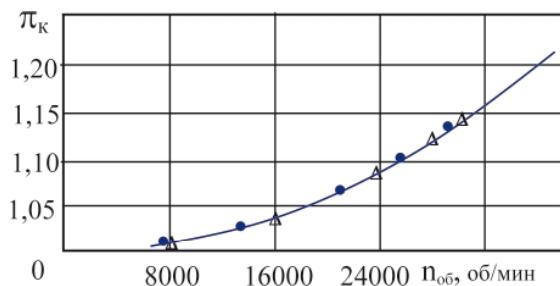


Рис. 3. Зависимости степени повышения давления компрессорной части опытной модели ТКО от оборотов РК:
• – при работе турбинной части;

При создании опытной модели не предполагалось, что ее опоры будут работать при довольно высоких оборотах, поэтому частота вращения колеса ограничена.

В итоге проводимых исследований, в частности компрессорной части ТКО, установлено, что ее коэффициент мощности зависит, кроме указанных ранее факторов, и от параметров газа в турбинном рабочем канале

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L K_T, \quad (2)$$

где K_s – коэффициент, учитывающий влияние величины зазора между корпусом и лопатками;

K_L – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток компрессорной части;

K_τ – коэффициент нестационарности, учитывающий влияние периодичности на работу РК;

K_T – коэффициент, учитывающий влияние параметров газа в турбинном рабочем канале.

Результаты испытаний компрессорной части опытной модели ТКО показали хорошее совпадение расчетных и опытных значений.

Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД в качестве исходного варианта выбран малоразмерный газотурбинный двигатель (МГТД) АИ-450.

Предыдущие исследования показали [4-5], что турбинная часть ТКО может эффективно работать при довольно больших перепадах давления $\pi_T = 3...3,5$. Поэтому для привода компрессора с $\pi_k^* = 9...12$ достаточно лишь турбинной части ТКО.

Модернизация двигателя АИ-450 с помощью ТКО позволила разгрузить центробежный

компрессор и увеличить его КПД: $\pi_{k1} = 5,44$; $\eta_{k1} = 0,825$.

В результате газодинамического расчета ТКО в составе ГТД получены следующие параметры:

в компрессорной части: $\pi_{k2} = 2,21$; $\eta_{k2} = 0,807$;
в турбинной части $\pi_{T1} = 3,35$; $\eta_{T1} = 0,825$.

Таким образом, достигнуто $\pi_k^* = 12$; $\eta_k^* = 0,792$.

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной $T_r = 1600$ К; $\eta_{tc} = 0,88$; $\pi_{tc} = 3,2$.

В итоге $N_e = 560$ кВт; $c_e = 0,242$ кг/(л.с.·ч).

Заключение

Проведенные исследования показали, что турбокомпрессор с общим рабочим колесом может быть использован в составе малоразмерных газотурбинных двигателей в качестве замыкающей ступени компрессора для существенного увеличения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

Проведенные исследования опытных моделей позволили доработать методики газодинамического расчета проточных частей ТКО.

По уточненной методике определена степень повышения компрессорной части ТКО для МГТД.

Модернизация двигателя с помощью ТКО позволяет увеличить термодинамические параметры цикла и тем самым повысить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива.

Литература

- Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн. 3. Основные проблемы [Текст] / В. В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
- Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
- Пат. №84679 України. МКІ⁷. F02 K3/00. Газотурбінний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявл. 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
- Шкабура В.А. Исследование компрессорной и турбинной частей турбокомпрессора с общим рабочим колесом для применения в составе газотурбинных двигателях [Текст] // В.А. Шкабура // – Вісник двигунобудування. – 2015. – №2/2015 – С.215-217.
- Шкабура В.А. Исследование влияния перетекания части газовых потоков на эфек-

тивность работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом применительно к ГТД [Текст] /В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №7/94. – С.114-118.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

В. А. Шкабура. Результати дослідження турбінної та компресорної частин турбокомпресорів із спільним робочим колесом для застосування у малорозмірних газотурбінних двигунах

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів ГТД шляхом використання в їх складі нових типів турбомашин, наприклад, турбокомпресора із спільним робочим колесом (ТКС). Наведено формули для розрахунку потужності та коефіцієнта потужності компресорної частини ТКС. Для верифікації методики газодинамічного розрахунку компресорної проточної частини розроблено та виготовлено дослідну модель ТКС та проведено її дослідження. Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі малорозмірних ГТД наведено результати термодинамічного розрахунку.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, турбінна частина, компресорна частина, дослідна модель, малорозмірний газотурбінний двигун.

V. A. Shkabura. Results of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with general impeller for small gas turbine engines

In the framework of development of the prospective and new types of turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor,for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines. Bring the results analysis gas overflowing of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines gas researches were conducted.

Key words: of turbo-compressor with general impeller,gas turbine engine, compressor zone, turbine zone, experiment model.

УДК 692.735.083.002.5:62-69.001.57(043.2)

В. В. КОМАРОВ¹, М. М. МИТРАХОВИЧ²¹*Національний авіаційний університет, Київ, Україна*²*ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна*

МОДЕЛЮВАННЯ В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ ANSYS CFX ВПЛИВУ ФОРМИ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ СИСТЕМИ «СПІВВІСНИЙ ПОВІТРЯНИЙ ГВИНТ – ДОЗВУКОВИЙ ВХІДНИЙ ПРИСТРІЙ КІЛЬЦЕВОГО ТИПУ» СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ З ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРНИМ ДВИГУНОМ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ ПОТОКУ НА ВХОДІ В КОМПРЕСОР

Наводяться модель та результати математичного моделювання течії робочого тіла в системі «співвісний повітряний гвинт – дозвуковий входний пристрій кільцевого типу» силової установки з гвинтовентиляторним двигуном. Відзначено вплив форми проточної частини повітrozабірника на його аеродинамічну ефективність.

Ключові слова: повітряний гвинт, входний пристрій, силова установка, ANSYS.

Вступ

В даний час спостерігається тенденція розробки літаків нетрадиційних аеродинамічних форм. Це пов'язано з посиленням вимог щодо літальних апаратів та конкуренцією, що загострилася. Одним з перспективних способів поліпшення аеродинамічної якості літака є застосування силової установки зі співвісними дворядими гвинтовентиляторами протилежного обертання. Проте при використанні такої компоновки вход у повітrozабірник розташований за робочими гвинтами і, як наслідок, потік робочого тіла в зоні входного пристрою має складний характер.

Отже, розрахунок основних параметрів входного пристрою – необхідний і дуже відповідальний етап проектування силової установки практично будь-якого літака. Такі проектувальні розрахунки виконують багаторазово: варіюють режим польоту, ряд проектних параметрів (включаючи компоновку силової установки) з метою відшукання найбільш ефективного варіанту, при уточненні вихідних даних у міру розвитку проекту і виконання додаткових експериментальних досліджень. Крім того, необхідно проаналізувати роботу входного пристрою на різних режимах польоту, при різних кутах атаки і можливих кутах скоса потоку, а також в аварійних і позаштатних ситуаціях. Особливо багаточисельні ітерації на етапі ескізного проектування. Тому розробка досить простого і швидко здійсненого при обмежених вихідних даних методу такого розрахунку, що дозволяє скоротити витрати часу та інтелектуальних ресурсів на виконання

ескізного проектування входного пристрою майбутнього літака – актуальне завдання.

Постановка завдання для обчислювального експерименту

Дана робота присвячена аналізу причин, що збільшують втрати повного тиску в системі «співвісний гвинт – дозвуковий входний пристрій кільцевого типу» та пошуку шляхів їх зменшення.

Одне з припущень про причини зниження ефективності силової установки полягало в створенні співвісними гвинтами, що обертаються в різні сторони, потужних вихорів, які потрапляючи у входний пристрій двигуна створюють значні втрати повного тиску та викликають на деяких режимах роботи двигуна нестійку роботу. В свою чергу, втрати повного тиску у входному пристрої також можуть виникати як в результаті утворення вихрових зон встановленими силовими стойками в проточній частині повітrozабірника, що призводить до значної нерівномірності потоку робочого тіла на вході в двигун, так і через недосконалість геометрії самої проточної частини входного пристрою силової установки (рис. 1).

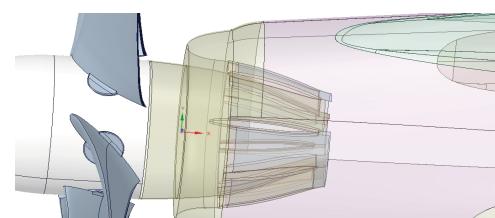


Рис. 1. Геометрична модель проточної частини повітrozабірника двигуна прототипу

Для визначення впливу форми проточній частини каналу на аеродинамічні характеристики вхідного пристрою запропоновано наступне (рис.2):

дослідити аеродинамічні характеристики базового повітrozабірника;

дослідити аеродинамічні характеристики повітrozабірника з оновленою проточною частиною.

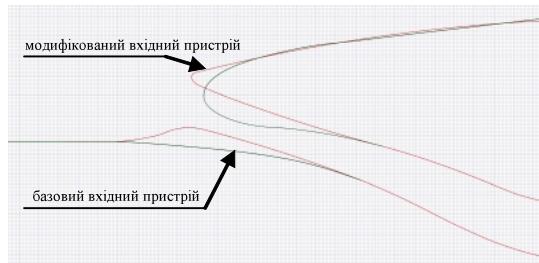


Рис. 2. Порівняння обводів базового та модифікованого вхідного пристрою

Поставлена задача вирішувалася за допомогою математичного моделювання 3-мірної течії газу в дозвуковому вхідному пристрої кільцевого типу силової установки з гвинтовентиляторним двигуном з використанням обчислювального комплексу ANSYS CFX [2].

В результаті моделювання отримано коефіцієнт збереження повного тиску σ_{bx} , що порівнюються з даними льотного експерименту прототипу.

Для побудови математичної моделі використовується модель восьми- і шестилопатевого співвісного повітряного гвинта (ПГ) (рис. 3), в якому є основні частини ПГ, такі як лопасть, обтічник вала і механізм повороту лопатей. Використання сучасних обчислювальних інструментів дозволяє максимально докладно враховувати геометрію даного об'єкту.

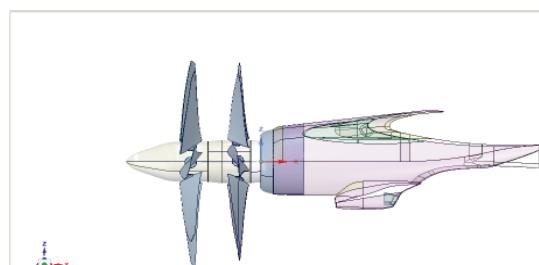


Рис. 3. Геометрична модель силової установки

Методи, що засновані на вихровій теорії [3, 4], в основному використовують лише спрощену геометрію декількох перетинів лопаті. Це значною мірою знижує обчислювальний процес і зменшує час розрахунку. Профілі, що використовуються для проведення розрахунку

з використанням цих методів, відповідають двигуну прототипу, для яких експериментально визначені характеристики ПГ.

У всіх моделях параметри течії обиралися відповідними до режиму льотного випробування (крейсерський режим): витрата газу 20,31 кг/с, швидкість польоту 470 км/год, частота обертання лопатей – 850 об/хв. На вході в розрахункову модель задавалися параметри атмосфери, згідно з показниками льотного експерименту.

Розрахункова область являє собою циліндр, що складається з обертових (1,3 розмаху) і стаціонарної (4 розмахів) частин (рис. 4).

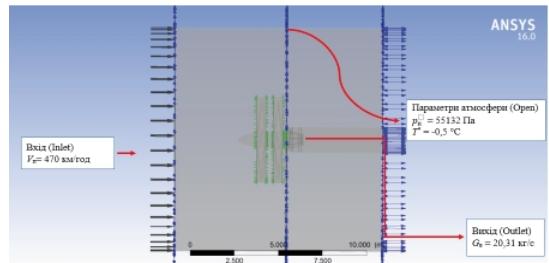


Рис. 4. Розрахункова область із граничними умовами

Розрахунок проводиться на гібридній сітці (структурена, неструктурена груба та неструктурена детальна). Розрахункова сітка складається з 2-х підобластей: обертова та стаціонарна. З досвіду попередніх розрахунків відомо, що при однаковій кількості осердків структурована сітка дає точніші результати, ніж неструктурена. Але побудова структурованої сітки займає набагато більше часу.

У даній роботі створення структурованої сітки для всієї розрахункової області займає близько 1 тижня, неструктуреної – 1,5 - 2 дні. Тому, для економії часу, було прийнято рішення використовувати гібридну сітку.

Структурована розрахункова сітка застосована по всій довжині проточній частині вхідного пристрою (рис. 5). Стационарна частина розрахункової області складається з гексаедрів загальною кількістю більше 2 млн. елементів. Обертова (рис. 6) – також з гексаедрів кількістю більше 1,5 млн. елементів. Для побудови розрахункової сітки використовувався комплекс ANSYS ICEM CFD [2].

При побудові неструктуреної розрахункової сітки на поверхнях з граничною умовою «прилипання» будуються призматичні шари (структурені шари) для кращого опису пограничних шарів. Кількість призматичних шарів – 15.

Для моделювання течії використовувалися рівняння Нав'є-Стокса, замкнуті моделлю турбулентності Shear Stress Transport (SST) (також відома як модель Ментера [5]).

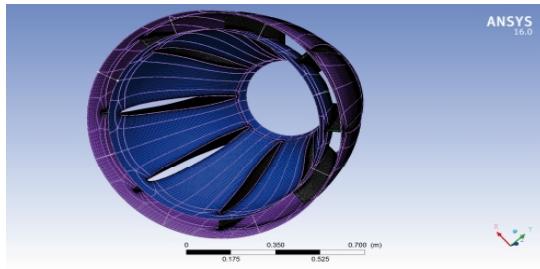


Рис. 5. Розрахункова сітка кінцевих елементів проточної частини вхідного пристрою

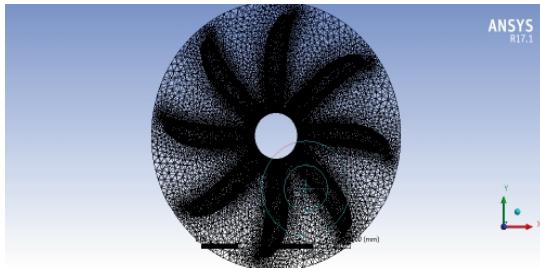


Рис. 6. Розрахункова сітка кінцевих елементів лопатей першого ряду гвинтовентилятора

Потік в моделі адіабатичний, робоче середовище – газ з властивостями повітря. Теплофізичні властивості газу задавалися в залежності від температури.

Для коректної роботи пристінкових функцій моделі турбулентності, пристінні елементи виконані з критерієм $Y^+ < 1$. Це дозволяє говорити про коректний розрахунок параметрів тертя на стінках моделі.

В ході розрахунку контролювалися збіжність основних швидкісних і масових компонентів. Розрахунок вважався таким, що зійшовся після зниження рівня невязок нижче 10^{-4} .

Аналіз результатів розрахунків

Результати розрахунку з використанням моделей системи «співвісний повітряний гвинт – дозвуковий вхідний пристрій кільцевого типу» представлені у вигляді візуалізації параметрів течії (повного тиску та швидкості), а також значення коефіцієнта відновлення повного тиску $\sigma_{\text{вх}}$ вхідного пристроя.

На рис. 7 показана візуалізація розподілу повного тиску на вході в двигун. На даному рисунку видно наявність відривної зони поблизу кореневої частини силових стійок. Дане явище може бути викликано через по-передню закрутку потоку на вході вхідного пристроя, яка, в свою чергу, обумовлена роботою ПГ.

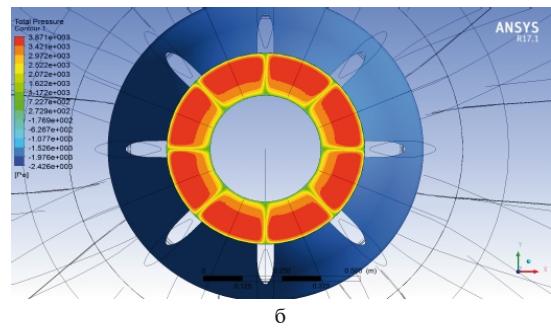
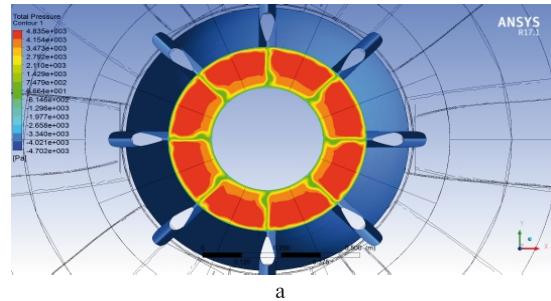


Рис. 7. Розподіл повного тиску на вході двигуна:
а) базовий вхідний пристрій; б) модифікований вхідний пристрій

На рис. 8 та 9 показана візуалізація розподілу швидкості потоку вздовж проточеної частини вхідного пристроя. Поблизу носка обічайки відбувається гальмування потоку, його розподіл та збільшення швидкості при переході до осесиметричної (внутрішньої) частини проточеної частини вхідного пристроя.

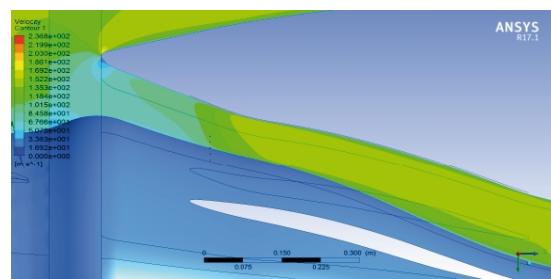
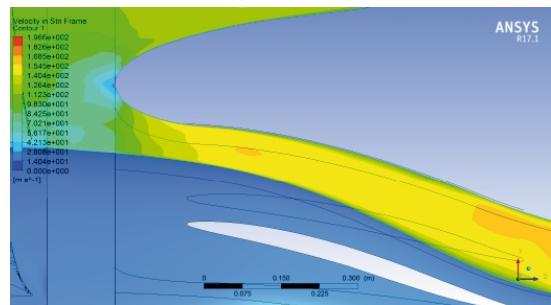


Рис. 8. Розподіл швидкості потоку вздовж тракту вхідного пристроя:
а) базовий вхідний пристрій; б) модифікований вхідний пристрій

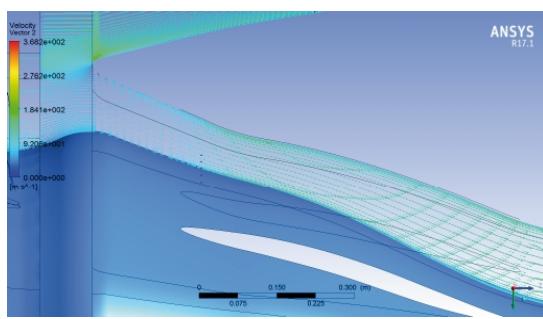
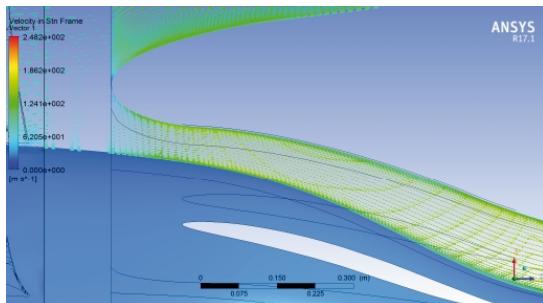


Рис. 9. Векторне зображення розподілу швидкості потоку вздовж тракту вхідного пристрію:
а) базовий вхідний пристрій; б) модифікований вхідний пристрій

В даній роботі характеристики потоку робочого тіла замірялися в трьох площинах. Розташування даних площин та їх відстань від обичайки вхідного пристрію наведено на рис. 10 та в табл. 1.

Використовуючи результати розрахунку параметрів течії в системі «співвісний повітряний гвинт – дозвуковий вхідний пристрій кільцевого типу», на вході в двигун отримано значення повного тиску в перетинах p^* , швидкості потоку, коефіцієнт збереження повного тиску $\sigma_{\text{вх}}$ та коефіцієнт відновлення повного тиску $\delta_{\text{вх}}$ (див.табл. 1).

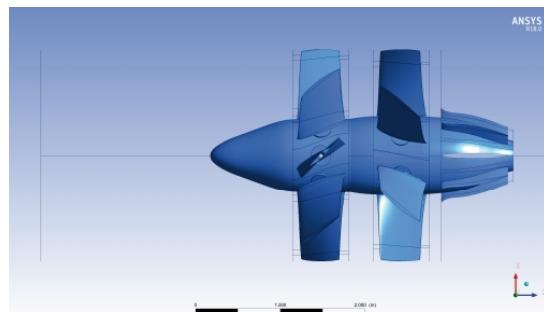


Рис.10. Розташування площин вимірювання значень щодо носика обичайки вхідного пристрію

Результати математичного моделювання базового та модифікованого вхідного пристроя системи «співвісний повітряний гвинт – дозвуковий вхідний пристрій кільцевого типу»

Номер перерізу		0	В	ВХ
Відстань відносно носика обичайки, мм		5 000,00	0,00	858,93
Значення усередненого повного тиску за масовою витратою massFlowAve() в перерізі p^* , Па	Базова	61 462,40	59 815,60	58 946,50
	Модиф	61 377,90	59 728,90	59 830,00
Коефіцієнт збереження повного тиску $\sigma_{\text{вх}}$	Базова	0,9591	0,9855	1,0000
	Модиф	0,9748	0,9850	1,0000
Коефіцієнт відновлення повного тиску $\delta_{\text{вх}}$	Базова	0,0409	0,0145	0
	Модиф	0,0252	0,015	0
Осереднене значення швидкості потоку v в перерізі, м/с	Базова	129,278	68,867	148,371
	Модиф	129,840	71,080	156,775

З аналізу даних, що наведені в таблиці 1, можна зробити висновок, що форма проточної частини повітrozабірника впливає на розрахункове значення коефіцієнта збереження повного тиску вхідного пристрою силової установки, адже отримані значення $\sigma_{\text{вх}}$ модифікованої форми проточної частини повітrozабірника відрізняються від значення коефіцієнта збереження повного тиску базового вхідного пристроя на 1,64%.

Таким чином, можна зробити висновок про можливість застосування розробленого методу аеродинамічного розрахунку течії в дозвуковому вхідному пристрой кільцевого типу системи

«співвісний повітряний гвинт – дозвуковий вхідний пристрій кільцевого типу» силової установки з гвинтовентиляторним двигуном, а також для отримання аеродинамічних характеристик вхідного пристрію.

Наведені вище результати розрахунків свідчать про те, що метод дозволяє розрахувати параметри течії в каналі з необхідною точністю.

Отримані в процесі моделювання результати будуть корисними для співробітників підприємств аерокосмічного профілю, що займаються проектуванням і доведенням ГТД, та аспірантів і студентів.

Таблиця 1

Литература

1. Иньков В.Д. Оценка характеристик входного устройства маршевой двигательной установки с модернизированным винтовентилятором СВ-27. Технический отчет 70.702.032. Д1-12. — Киев, 2012.
2. Release 17.1 documentation for ANSYS [Электронный ресурс], ANSYS Inc., 2016.
3. Дмитриев В.Г., Павловец Г.А., Чевагин А.Ф., Быркин А.П., Иванюшкин А.К., Ким С.К., Кишалов А.Н. Исследования по разработке перспективных методов расчета аэродинамических характеристик и проектирования воздушных винтов с учетом требований по аэродинамической эффективности и ресурсу. — Жуковский, 2005.
4. Александров В.Л. Воздушные винты. — М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1951.
5. Menter F. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model / F.Menter, M.Kunitz, R.Langtry // J.Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003.— Vol.4.— P.625-632.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

В.В. Комаров, М.М. Митрахович. Моделирование в программном комплексе ANSYS CFX влияния формы проточной части входного устройства системы «соосный воздушный винт – дозвуковое входное устройство кольцевого типа» силовой установки с винтовентиляторным двигателем на неравномерность потока на входе в компрессор

Приводятся модель и результаты математического моделирования течения рабочего тела в системе «соосный воздушный винт – дозвуковое входное устройство кольцевого типа» силовой установки с винтовентиляторным двигателем. Отмечено влияние формы проточной части воздухозаборника на его аэродинамическую эффективность.

Ключевые слова: воздушный винт, входное устройство, силовая установка, ANSYS.

V.V. Komarov, M.M. Mitrakhovich. Digital computer simulation of influence of the geometry of air intake duct in «counter-rotating air blades – ring-type subsonic intake duct» system of the turboprop aircraft engine on flow's inequality at compressor inlet via ANSYS CFX computational fluid dynamics software

The results of mathematical modeling of the working fluid flow in the air intake duct in “counter-rotating air blades – ring-type subsonic intake duct” system of the turboprop aircraft engine is accomplished and present in this work. Proved that the geometry type of the air intake duct has some influence on its aerodynamic efficiency.

Key words: air blade, air intake duct, aircraft engine, ANSYS.

Р.Ю. ТУРНА, В. С. ЧИГРИН, А.В. БЕЛОГУБ

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

ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА (ТГА) ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ НЕВЕСОМОСТИ

В работе представлен опыт по оптимизации конструкции ТГА, предназначенного для поддержания режимных параметров системы терmostатирования космического аппарата в условиях жестких ограничений по массе, объему, габаритам и используемому материалу для изготовления элементов конструкции; условиям внешних и внутренних воздействий. Основное внимание уделено выбору толщин корпусных деталей, размещению и параметрам сварных швов. В результате проведенных исследований удалось предложить конструкцию, способную функционировать на орбите и выдержать перегрузки, связанные с выводом на орбиту.

Ключевые слова: термогидравлический аккумулятор, космический аппарат, прочность конструкции.

Введение

Современная космическая техника характеризуется непрерывным ростом потребления электроэнергии и увеличением срока службы. Новые конструкции космических аппаратов, от телекоммуникационных спутников до микроспутников, включают в себя двухфазные системы обеспечения теплового режима. Постоянное развитие электронных устройств космических аппаратов открывает новые проблемы с обеспечением их тепловых режимов. Современные проекты космических аппаратов имеют энергопотребление более 10 кВт. В этом аспекте перспективными становятся двухфазные контуры теплопереноса с насосной прокачкой теплоносителя [1, 2]. В таких системах тепло от электронных устройств передается двухфазному теплоносителю и отводится посредством радиаторов излучателей в космос. Основным элементом двухфазной системы терmostатирования является ТГА, который обеспечивает заданное давление в зоне испарения и компенсирует изменение объема жидкой фазы теплоносителя в контуре.

Конструкция ТГА представляет собой замкнутый объем с заключенными в него капиллярными структурами, нагревателем и патрубками подбора и отвода теплоносителя в контур. В качестве рабочей жидкости могут быть использованы фреоны, аммиак и пр.

1. Постановка задачи

Основными параметрами ТГА являются объем внутренней полости, габаритная длина и максимальное рабочее давление. Рекомендуемый материал имеет следующие характеристики – временное сопротивление на разрыв – 580 МПа, предел текучести – 290 МПа. Кроме того конструкция должна удовлетворять набору требований, связанных с превышением рабочего давления, вакуумированием, статическими и динамическими перегрузками, минимальной частотой резонанса и др. Предварительные проработки показали, что предпочтительной формой корпуса будет цилиндрический с торосферическими крышками и размещенным в осесимметричной трубке нагревателем (рис. 1). Вся конструкция неразборная сварная. Очевидно, что наиболее компактным вариантом был бы ТГА с цилиндрическим корпусом и плоскими донцами, а наиболее прочным – цилиндрический со сферическими крышками (последующий, более подробный анализ показал, что вариант со сферическими крышками при соблюдении габарита по длине проигрывает по массе варианту с торосферическими крышками). Задача проектирования корпуса свелась к задаче выбора толщин цилиндрической части, радиусов торов и сфер крышек, а, также разработке конструкций сопряжений цилиндрической части корпуса с крышками, тепловой трубы с крышками и отборника давления с передней крышкой. Еще одной частью задачи были проверки конструкции на соответствие другим требованиям, основным из которых оказалось противостояние ударным нагрузкам.

Как было сказано выше, задача свелась к определению толщин стенок и форм заделок с последующей проверкой по другим условиям. На рис. 2 приведена трехмерная модель корпуса – 127 –

2. Выбор геометрии

Как было сказано выше, задача свелась к определению толщин стенок и форм заделок с последующей проверкой по другим условиям. На рис. 2 приведена трехмерная модель корпуса

са, использованная для размерной оптимизации конструкции в т.ч.в местах сварки и переходов одной детали в другую. Понятно, что толщины стенок корпуса и крышек легко рассчитать аналитически, что и было предварительно сделано, но дальнейшие расчеты проводились с исполь-

зованием МКЭ по известным технологиям [3]. По техническим требованиям к изделию оно должно иметь положительные запасы прочности при полуторакратном превышении рабочего давления по пределу текучести и двукратному превышению давления по пределу прочности.

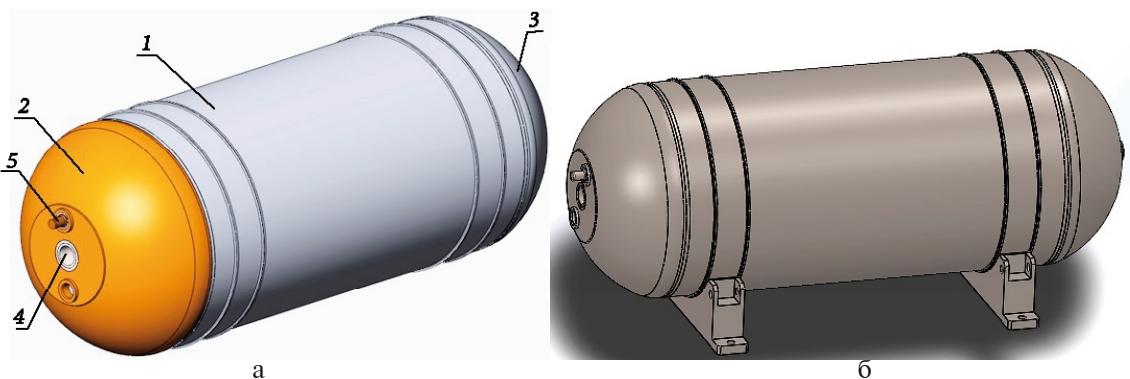


Рис. 1. Корпус ТГА

а – модель корпуса без опор; б – модель корпуса с опорами

1 – цилиндрический корпус, 2 – передняя крышка, 3 – задняя крышка, 4 – теплоподводящая трубка,
5 – штуцер «отбора» давления

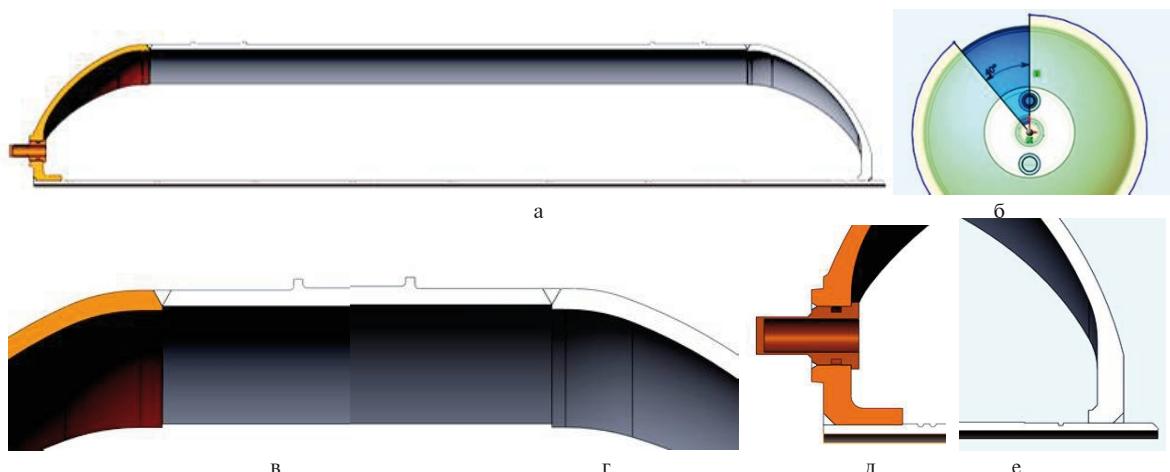


Рис. 2. Геометрическая модель корпуса, использованная

для определения толщин корпусных деталей швов и заделок корпуса ТГА
а и б – сектор корпуса; в и г – сварные сочленения цилиндра и крышек;
д и е – сварные сочленения крышек, штуцера отбора давления и тепловой трубы

В табл. 1 приведены запасы прочности конструкции, рассчитанные по следующим формулам:

Для элементов конструкции:

$$MoSy = (\sigma_T / 1.1\sigma - 1); \quad (1)$$

$$MoSu = (\sigma_B / 1.25\sigma - 1), \quad (2)$$

где σ_T σ_B – предел текучести и предел прочности соответственно.

Для сварных швов:

$$MoSy = (\varphi\sigma_T / 1.1\sigma - 1); \quad (3)$$

$$MoSu = (\varphi\sigma_B / 1.25\sigma - 1), \quad (4)$$

где φ – коэффициент «запаса» для сварных швов. Коэффициент в соответствии с ГОСТ 14249-89 для ручных швов со 100% контролем по длине равен 0,9.

Таблица 1

Напряжения и запасы прочности по элементам конструкции в результате моделирования (модель по рис.2)

Название элемента конструкции	Максимальные напряжения σ при моделировании, МПа		MoSy	MoSu
	Давление 69 бар	Давление 92 бара		
Корпус	227	303	0.16	0.74
Топ	176	234	0.50	1.25
Трубка	235	340	0.12	0.55
Штуцер	188	250	0.40	1.11
Шов корпуса	172	229	0.38	1.07
Шов фланца	158	212	0.50	1.24
Шов трубы	152	196	0.56	1.42
Шов штуцера	122	162	0.94	1.93

Из таблицы 1 видно, что минимальный запас прочности имеет тепловая трубка (рис.3) в месте проточки под стопорное кольцо, что может быть использовано для санкционированного разрушения конструкции при аварийном превышении давления выше расчетного.

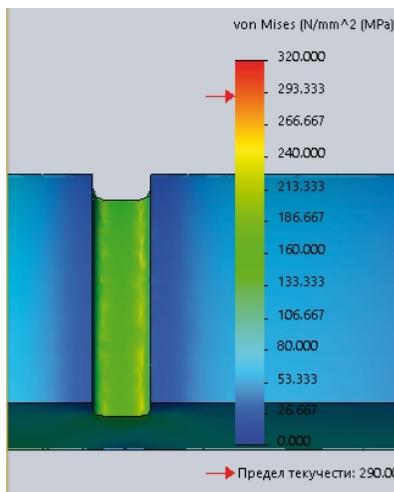


Рис. 3. Напряжения в проточке тепловой трубы при давлении 69 бар

3. Анализ малоцик洛вой усталости

ТГА должен пройти испытания циклами давления в соответствии с требованиями, показанными в таблице 2, при этом количество

циклов определяется следующим образом:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (5)$$

где: N_1 – количество ожидаемых циклов давления до давления 46 бар, умноженное на 4;

N_2 – количество ожидаемых циклов давления до давления 69 бар, умноженное на 2;

N_3 – количество дополнительных циклов, которые будут выполняться при 46 бар с тем, чтобы добиться $N \geq 50$ циклов.

Таким образом, суммарное количество нагрузки ТГА должно составить:

$$N = 324 + 22 + 500 + 20\,000 + 150\,000 = 171\,330 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для проведения этого анализа необходимо иметь данные по напряжениям в конструкции при статическом нагружении давлениями в соответствии с табл. 2. Такой анализ следует выполнять для полной конструкции (рис. 1б) с опорами. При моделировании нагрузки внутренним давлением 69 бар выяснилось, что в местах сопряжения цилиндрической части корпуса с опорой (рис. 4) возникают напряжения, существенно превосходящие допустимые (более 470 МПа).

Для компенсации деформаций относительно податливого корпуса и жесткой опоры в конструкцию была введена гофрированная прокладка между опорой и корпусом, показанная на рис. 5. Материал прокладки – пружинная сталь с $\sigma_t = 600$ МПа, $\sigma_b = 800$ МПа.

Таблица 2

Заданные количества циклов для испытаний на режимах

Фаза испытаний	Количество циклов	Начальное и конечное давление, бар	Тестовое давление, бар
1	2	11	69
2	32	11	46
3	500	11	20
	700	26,1	29,5
	20 000	26,1	41,5
	150 000	26,1	26,7

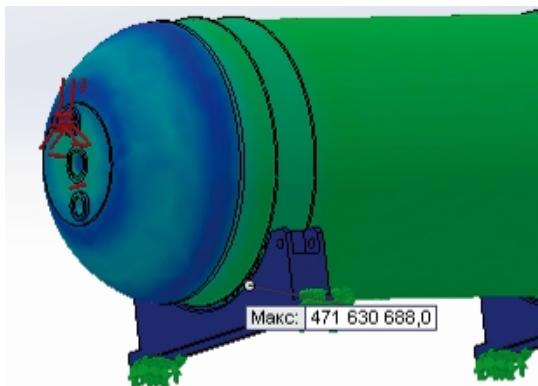


Рис. 4. Напряжения в корпусе при нагружении внутренним давлением 69 бар

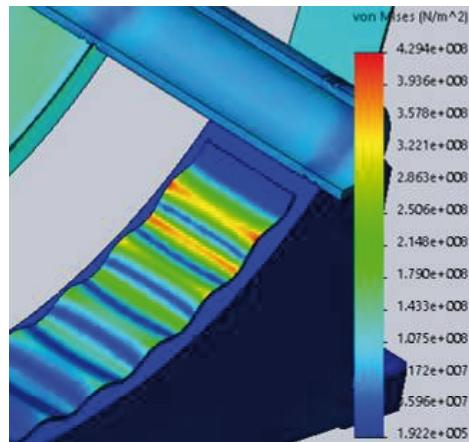


Рис. 6. Напряжения в проставке

В таблице 3 приведены напряжения при действии внутреннего давления в соответствии с табл.2.

Таблица 3

Напряжения в конструкции при действии внутреннего давления

Внутреннее давление, бар	Напряжение, МПа
11	71
20	136
26,1	178
26,7	184
29,5	202
41,5	283
46	313
69	472

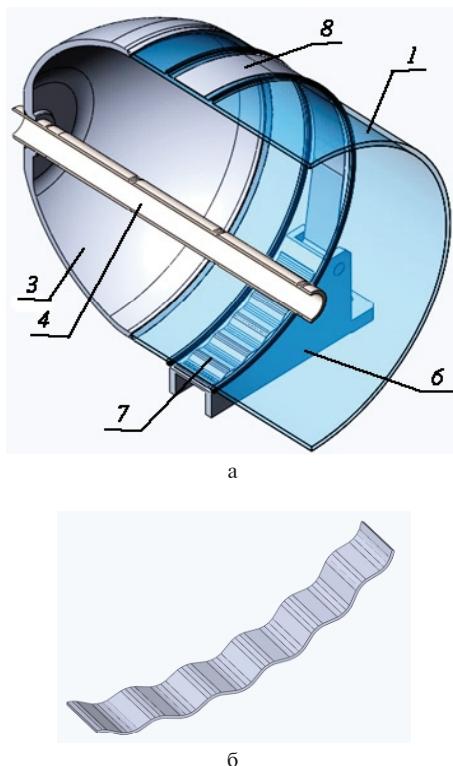


Рис. 5. Конструкция ТГА с гофрированной прокладкой
(а), прокладка (б)
1 – корпус, 3 – крышка, 4 – тепловая трубка,
6 – опора, 7 – гофрированная прокладка,
8 – стягивающий хомут

Последующий цикл моделирования (табл.2) показал, что максимальные напряжения при нагружении внутренним давлением возникают в гофрированной прокладке (рис.6), при этом напряжения в корпусе несколько снижаются по сравнению с приведенными в табл.1 за счет действия бандажа (поз.8, рис.5).

Моделирование усталостного испытания показало, что конструкция обеспечивает работоспособность при несимметричном циклическом нагружении внутренним давлением до 46 бар в самой напряженной зоне 85850 циклов до разрушения. Наиболее нагруженные участки находятся в зоне контакта гофрированной прокладки и корпуса. Усталостное нагружение до 29,5 бар – до 10^6 циклов; до 41,5 бар – 153800. Таким образом можно констатировать, что конструкция с гофрированной прокладкой удовлетворяет предъявляемым требованиям.

4. Анализ противостояния статическим перегрузкам и ударам

Анализ проведен для статических, ударных и вибрационных перегрузок.

Моделирование статических перегрузок в 20g перпендикулярно плоскости крепления и 12g по

двум другим перпендикулярным первой плоскостью с одновременным действием внутреннего давления 12 бар показало, что напряжения не превышают 140 МПа, что существенно ниже предела текучести. Моделирование проведено для конструкции без гофрированной приставки.

Анализ конструкции на удар проведен как для конструкции без приставки между корпусом и опорой, так и с приставкой. В качестве ударного импульса при моделировании одиночного удара принят в соответствии с ГОСТ 28213-89 (МЭК 68-2-27-87) полусинусоидальный импульс с длительностью D и амплитудой A (рис. 7).

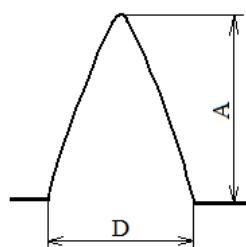


Рис. 7. Полусинусоидальный импульс

Моделировалось испытание на одиночный удар, частотой 100Гц, и уровнем перегрузки 20 g.

Длительность полусинусоидального (или пилообразного) импульса для заданных условий составляет 18 мс, максимальный уровень перегрузки (пиковое значение) формируется в середине импульса за время $D/2 = 9$ мс $\approx 0,01$ с. За это время при перегрузке 20 g перемещение составляет 10 мм. Эти исходные данные заложены при моделировании одиночного удара. На рис. 8 представлены результаты моделирования удара в направлении, перпендикулярном плоскости крепления, из которого видно, что напряжения как в случае без приставки, так и с ней, существенно превышают предел текучести. Аналогичные результаты получены и при ударе по другим направлениям. Проведенное моделирование показало, что под воздействием ударных нагрузок конструкция корпуса ТГА разрушится. Для противодействия ударным нагрузкам предложено ТГА установить на виброизоляторах ДКА-48-7,5/15 (рис. 9), производящихся серийно. Установка виброизоляторов смоделирована их жесткостями в местах контакта площадок кронштейнов и основания.

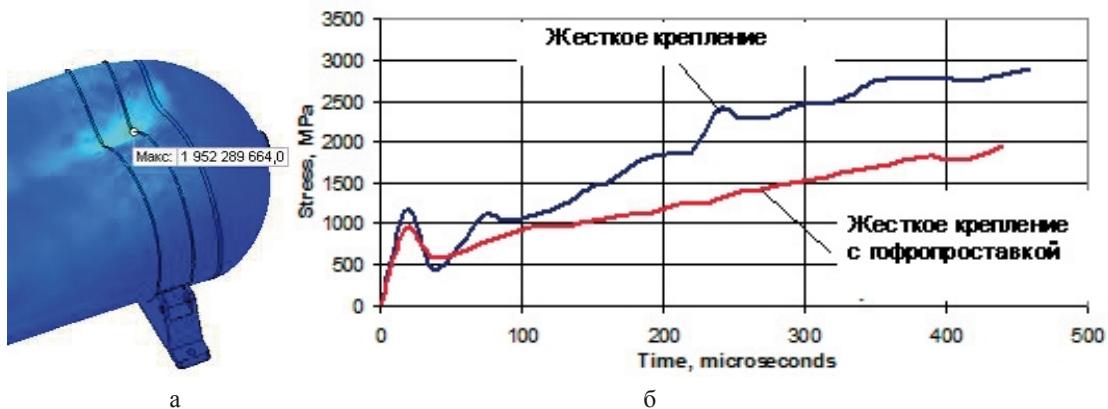


Рис. 8. Напряжения в конструкции при ударе перпендикулярно плоскости крепления опор
а – напряжения на корпусе при испытаниях с гофроприставкой на 439 мкс,
б – график изменения напряжений в процессе удара.



Рис. 9. Внешний вид виброизолятора
ДКА-48-7,5/15

На рис. 10 приведены результаты моделирования ударных нагрузок с виброизоляторами в направлении, перпендикулярном плоскости опор. В двух остальных направлениях, для которых проведено моделирование напряжения также существенно меньше предела текучести материала.

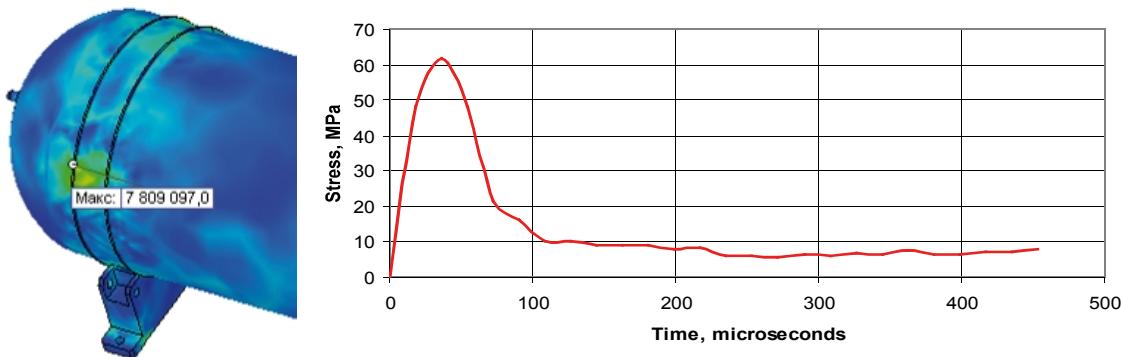


Рис. 10. Напряжения в конструкции при ударе перпендикулярно плоскостям крепления опор
а – напряжения на корпусе, б – график изменения напряжений в процессе удара

Выводы

Проведенный анализ показал, что предлагаемая конструкция корпуса ТГА в первом приближении может быть предложена для использования на космическом аппарате и удовлетворяет предъявленным требованиям по прочности. Следует отметить, что исследования корпуса ТГА совместно с опорами проведены на модели, не в полной мере отвечающей предполагаемой реальной конструкции. Так принято, что все сопряжения в сборке корпуса жестко связаны, три из 4-х лап опор закреплены как ползуньи, а одна лапа – жестко. Дальнейшее исследование предполагается посвятить анализу прочности конструкции при не жестких связях между элементами сборки и жесткому креплению всех лап опор к базовому основанию спутника.

Литература

1. Никонов А. А. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Текст] / А. А. Никонов, Г. А. Горбенко, В. Н. Блинков. – М.: Центр научно-технической информации «Поиск», 1991. – 302 с.
2. Гакал П. Г. Экспериментальные исследования переходных процессов в системе терморегулирования космического аппарата на базе двухфазного контура теплопереноса [Текст] / П. Г. Гакал // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 6 (103). – С. 44–52.
3. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи [Текст] / А. А. Алямовский. – СПб. : БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

Р. Турна, В. Чигрін, О. Білогуб. Інженерна оптимізація конструкції термогідралічного акумулятора (ТГА) для використання в умовах невагомості

В роботі представлений досвід по оптимізації конструкції ТГА, призначеного для підтримки режимних параметрів системи терmostатування космічного апарату в умовах жорстких обмежень по масі, об'єму, габариту і матеріалу, що буде використано для виготовлення елементів конструкції; умовах зовнішніх і внутрішніх впливів. Основна увага приділена вибору товщини корпусних деталей, розміщенню і параметрам зварних швів. В результаті проведених досліджень вдалося запропонувати конструкцію, здатну функціонувати на орбіті і витримати перевантаження, пов'язані з виведенням на орбіту.

Ключові слова: термогідралічний акумулятор, космічний апарат, міцність конструкції.

R. Turna, V. Chygryns, A. Belogub. Engineering optimization of heat controlled accumulator (HCA) construction for microgravity conditions

The paper presents experience for optimizations of Heat controlled accumulator (HCA) construction used for maintain regime parameters of space vehicle thermal control system in the conditions of hard limitations on mass, volume, size and material list allowable to use for construction parts under specified environment and internal conditions. As a result of undertaken studies it was succeeded to offer a construction, serviceable on an orbit and to withstand overloads related to launch on an orbit.

Keywords: Heat controlled accumulator, space vehicle, durability of construction.

М.И. КИСЛЯК¹, М.М. МИТРАХОВИЧ²

¹Национальный авиационный университет, Киев, Украина

²ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРО-АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЛЕКСА ANSYS

Модификация авиационных двигателей – сложный процесс и такие направления как исследование эффективности профиля лопатки вентилятора с точки зрения аэроакустических характеристик требует особенного подхода к задаче. Одним из таких подходов является использование программной среды, которая позволит определять наиболее эффективный профиль с минимальными затратами. Данная методика значительно ускоряет работу проектировщика и исследовательского отдела, позволяя за минимальные сроки предварительно узнать параметры работы вентилятора и принять все необходимые меры.

Ключевые слова: ТРДД, двигатель, вентилятор, моделирование, лопатка, шум.

Введение

Современные авиакомпании ради цели конкурентоспособности предпочитают самолеты, которые соответствуют параметрам сертификации 4-й главы ИКАО с максимальным запасом пролетного шума [1]. В последнее время экологические характеристики самолетов становятся решающим фактором для предприятий при проектировании планеров авиационных судов и их силовых установок. Для модификации элементов самолета выделяется огромное количество ресурсов и времени, однако для проведения предыдущих расчетов целесообразнее использовать математические модели, которые позволяют в режиме реального времени проверять влияние изменений на работу ступени вентилятора. Таким образом использование специальных программ, которые позволяют моделировать процессы внутри двигателя является необходимым этапом при модификации летательного судна.

Постановка задачи

Известно, что двигатель несет существенный вклад в общий уровень шума [2] и на рис. 1. изображена лепестковая шумограмма ТРДД, где 1 – шум вентилятора, 2 – шум сопла двигателя, 3 – шум турбины, 4 – шум внутреннего контура. Из нее видно, что основным источником шума является именно вентилятор двигателя, поэтому исследование направлено на изучение и уменьшения его шума.

К основным способам уменьшения шума вентилятора относят применение специальных шумопоглощающих конструкций, установленных на облицовке входного устройства или на лопатках статора и ротора. Другим способом

снижения шума вентилятора является уменьшение источников его создания путем модификации профилей лопаток, режимов работы и др.

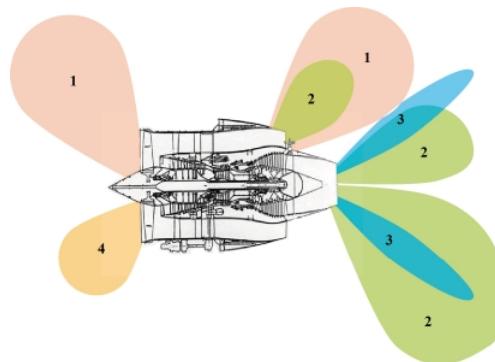


Рис. 1. Лепестковая шумограмма ТРДД

Однако изготовление опытных образцов лопаток требует огромных временных и ресурсных затрат, из-за этого используется комплекс ANSYS, который позволяет с достаточной точностью моделировать характеристики двигателя [3]. В качестве опытного образца исследования используется лопатка вентилятора ТРДД вместе с параметрами потока в ступени, которая представлена для исследования ГП «Ивченко-Прогресс» [4].

Решение поставленной задачи

Исследование разделено на несколько этапов: 1) формирование математической модели и проверка ее адекватности; 2) задание параметров расчетных моделей; 3) анализ предварительных результатов и модификация геометрии лопатки на их основе; 4) анализ полученных характеристик.

Математическая модель ступени вентилятора включает, помимо основных уравнений неразрывности потока, также из модели турбулентной вязкости и акустической модели. Основные этапы выбора описаны в статье [5], и в качестве наиболее подходящих выбрана модель SAS SST, которая наиболее точно описывает поток при нестационарном расчете и k - для стационарного. В качестве акустической модели используется модель: broadband noise source model, которая используется для определения источников широкополосного шума, возникающих в канале с лопатками. К недостаткам данного метода можно отнести невозможность определения звуковых волн, отраженных от поверхностей в канале. В связи с этим возникает необходимость в изучении только источников шума, а не его распространения.

Преимуществом данного метода является то, что при помощи его можно определить источники шума, а низкие требования к мощности компьютера позволяют проводить расчеты с большими расчетными областями. Поэтому именно данная модель используется в данной работе.

Первым этапом является построение геометрии ступени вентилятора, сформированной из рабочих лопаток ротора и лопаток статора (внешнего и внутреннего контуров), наглядно представлена на рис. 2.

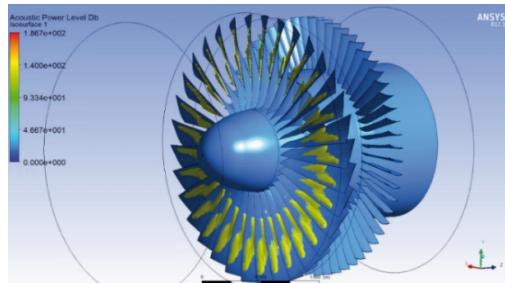


Рис. 2. Модель ступени вентилятора ТРДД

Также, для анализа генерации акустических возмущений в работе приведена иллюстрация источников шума в проточном канале двигателя. На рис. 3. показаны линии тока в канале, а также максимальные акустические пульсации на поверхности лопатки.

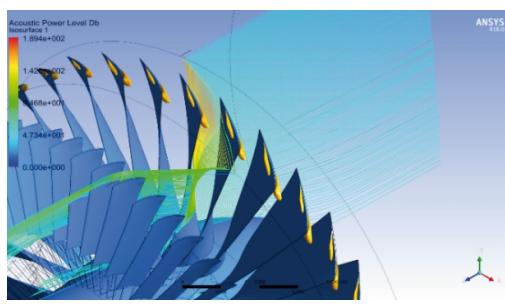


Рис. 3. Источники максимальных акустических пульсаций 160 дБ

Поскольку данные пульсации размещены на корневом сечении лопатки, то модификации профиля, с точки аэроакустических характеристик, проводятся именно для этого сечения.

Для определения влияния наклона корневого сечения на характеристики ступени, сделан расчет моделей с разными углами наклона профилей, а именно наклон в сторону входа на 5 и 2,5 градуса, а также наклон в сторону выхода (рис. 4.).

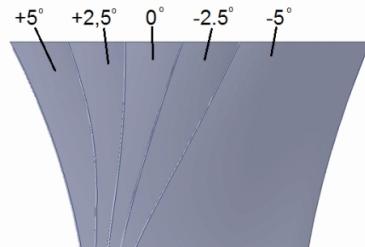


Рис.4. Углы наклона кромочного сечения профиля

Моделирование проводится для всех профилей при одинаковых условиях, что позволяет учитывать влияние именно формы профиля. Таким образом, все модели имеют одинаковые входные условия и расход по контурам, однако отличаются по всем остальным параметрам. Результаты исследований приведены в таблице 1.

Таблица 1.
Результаты исследований

Параметры в сечениях		Угол наклона профиля				
		-5	-2,5	0	2,5	5
Вход в ступень	P	19,08	23,84	35,03	36,62	45,78
	T	290,2	290,	290,1	290,1	290,0
	G	473,0	471,0	468,1	467,0	464,8
Выход внешний контур	P	13931	14398	12634	13348	12332
	T	306,8	308,0	308,6	309,4	310,3
	G	391,8	391,8	391,8	391,8	391,8
Выход внутренний контур	P	8963	8548	7347	7209	6509
	T	300,4	300,6	300,7	300,9	301,1
	G	58,49	58,49	58,49	58,49	58,49

Используя результаты моделирования можно определить основные параметры ступени [6]: КПД компрессора:

$$\eta_k = \frac{L_{sk}}{L_k},$$

где L_{sk} изоэнтропийная работа сжатия, которая определяется из уравнения:

$$L_{sk} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\left(\frac{P_2^*}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты; T_0^* – температура газа на входе в компрессор, К; P_0^* – полное давление газа на входе в компрессор, Па; P_2^* – полное давление газа на выходе с компрессора, Па; $R = 287$ Дж/кг·К – универсальная газовая постоянная.

Значение давления и температуры известны и используются в качестве граничных условий на входе.

Удельная работа на валу компрессора равна:

$$L_k = \frac{N}{G},$$

Мощность на валу компрессора определяется из уравнения:

$$N = M_{kp} \frac{\pi n}{30},$$

где n – частота вращения ротора компрессора, об /мин.

Зависимость (КПД) ступени и рабочего колеса от (угла наклона лопатки вентилятора) представлена на рис. 5.

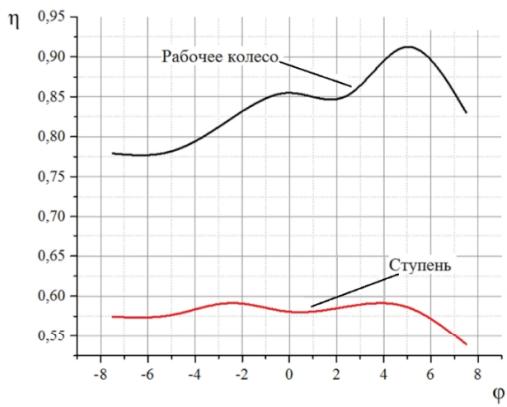


Рис. 5. Зависимость КПД ступени и рабочего колеса от угла наклона лопатки вентилятора

Анализ зависимости (рис. 5.) показывает, что при наклоне профиля в сторону входа в канал, увеличивается КПД рабочего колеса, но почти не изменяется КПД ступени в целом. Это говорит о том, что изменение наклона не влияет на ступень, и разброс значений находится в рамках погрешности.

Данный показатель несет лишь косвенную характеристику вентилятора и нуждается в дополнительном анализе при помощи определения потерь полного давления для внешнего и внутреннего контура двигателя:

$$\sigma = \frac{P_1}{P_2}.$$

Зависимость σ (потерь полного давления) для внешнего и внутреннего контура двигателя от φ представлена на рис.6.

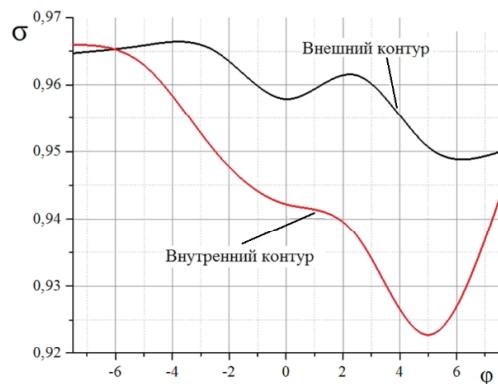


Рис. 6. Зависимость потерь полного давления для внешнего и внутреннего контура двигателя от угла наклона лопатки вентилятора

Анализ зависимости (рис. 6.) показывает, что наименьшие потери будут при использовании профиля, который наклонен в сторону сопла. Это вызвано более рациональным углом входа в статор внутреннего и внешнего контура. Также уменьшаются потери на вихреобразование.

На рис. 7 представлены зависимости π (степени повышения давления) рабочего колеса и ступени от φ .

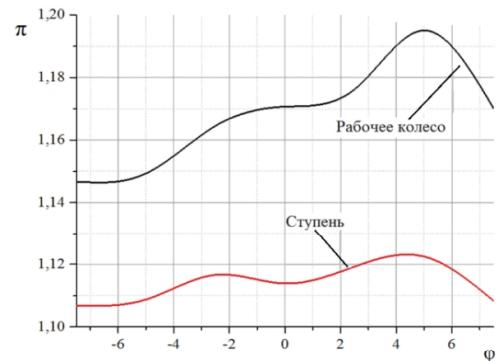


Рис. 7. Зависимости степени повышения давления рабочего колеса и ступени от угла наклона лопатки вентилятора

Данный график показывает, что наиболее эффективным с точки зрения повышения давления будет профиль, наклоненный на 5 градусов в сторону сопла. Однако нужно принять к сведению, что данный параметр зависит лишь от перепада давлений, поэтому нужно также следить за давлением на входе в компрессор и внешний контур (рис. 8).

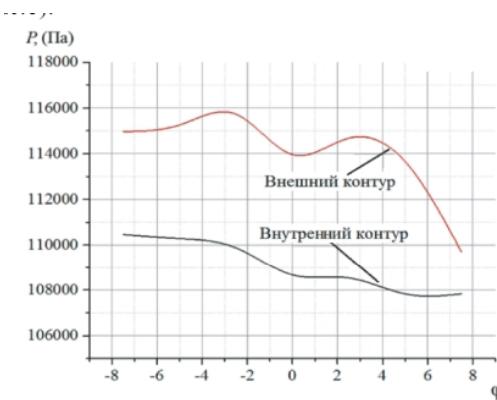


Рис. 8. Давление на выходе с контуров в зависимости от угла наклона лопатки вентилятора

Как видно из рис. 8, давление на входе в компрессор имеет большее значение при наклоне профиля в сторону сопла.

Для определения влияния угла наклона на источники генерации шума выведены два графика (рис. 9-10), с углами наклона $2,5^\circ, 0^\circ, -2,5^\circ, -5^\circ$. На графиках изображена зависимость объемного коэффициента от акустического давления.

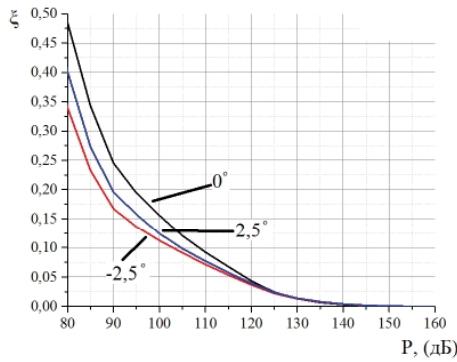


Рис. 9. Зависимость изменения объемного коэффициента от акустического давления при углах наклона $-2,5^\circ, 0^\circ, 2,5^\circ$

Исходя из данного графика (рис. 9.) видно, что минимальное шумовое излучение будет при наклоне лопатки в сторону сопла двигателя, но для определения зависимости наклона и подтверждения уменьшения объемного коэффициента, дополнительно введен график с углом наклона -5° (рис. 10).

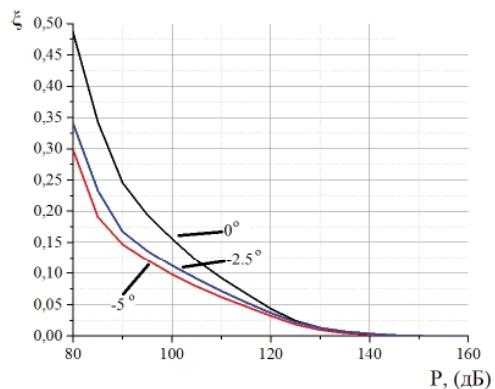


Рис. 10. Зависимость изменения объемного коэффициента от акустического давления при углах наклона $-5^\circ, -2,5^\circ, 0^\circ$

Заметно, что увеличение угла наклона в сторону сопла уменьшает источники генерации шума, но незначительно, в сравнении с $-2,5^\circ$.

Заключение

Используя все полученные данные об эффективности работы ступени вентилятора видно, что максимальное КПД и степень сжатия в ступени имеют профили при наклоне в сторону входного аппарата, но по таким параметрам как сигма потерь, и уменьшение объемного коэффициента эффективными являются профили, наклоненные в сторону сопла. Оптимальным профилем, который имеет хорошие показатели объемного коэффициента и КПД, является профиль с углом наклона $-2,5^\circ$. Поэтому с точки зрения повышения аэроакустических характеристик данной ступени профиль рабочей лопатки вентилятора нужно наклонить на $2,5^\circ$ в сторону сопла, что повысит давление на входе в компрессор и уменьшит источники генерации шума.

Литература

- Халецкий Ю.Д. ИКАО: новый стандарт на шум самолетов гражданской авиации [Текст] / Ю.Д. Халецкий // Двигатель. Научно-технический журнал. 2014. - №2 (92) – С. 8-11.
- Халецкий Ю.Д. Экологические проблемы авиации [Текст] / Ю.Д. Халецкий. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – 504 с.

3. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: –ДМК Пресс, 2014 – 640 с.
4. Основные направления уменьшения шума воздушных судов [текст]: Техническая справка/ ГП «Ивченко-Прогресс»; рук. Хусточка А.Н.; выполнил Попуга А.И. – К., 2017. – 18 с. - Т/с №186/2013-18Т серий ЗМ.
5. Кисляк М.І. Визначення раціональної моделі турбулентності для отримання характеристик ступені вентилятора осьового компресора газотурбінного двигуна з використанням програмного комплексу ANSYS [Текст] / М.І.Кисляк, В.В.Комаров, М.М.Мітрахович / Технологические системы.– 2015.– №3 (72).– С.62–67 – Бібліогр.: с.67.– ISSN 2074-0603.
6. Мамиконов А.Г. Теория Авиационных компрессоров и газовых турбин [текст]/ А.Г.Мамиконов, А.П.Ерохин, Г.И.Предтеченский под ред. И.И. Кулагина// Л. – ЛКВВИА им.А.Ф.Можайского, 1961.– 422с.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

М.І. Кисляк, М.М. Мітрахович. Дослідження аero-акустичної ефективності профілю лопатки вентилятора ТРДД з використанням комплексу ANSYS

Модифікація авіаційних двигунів – складний процес і такі напрямки як дослідження ефективності профілю лопатки вентилятора з точки зору аero-акустичних характеристик вимагає особливого підходу до задачі. Одним з таких підходів є використання програмного середовища, що дозволить визначати найбільш ефективний профіль з мінімальними витратами. Дано методика значно прискорює роботу конструктора і дослідницького відділу, дозволяючи за мінімальні терміни попередньо дізнатися про параметри роботи вентилятора і вжити всіх необхідних заходів.

Ключові слова: ТРДД, двигун, вентилятор, моделювання, лопатка, шум.

M.I. Kislyak, M.M. Mitrakhovich. Investigation of aero-acoustic efficiency of the fan profile of the turbojet engine with the using ANSYS

The modification of aircraft engines is a complex process and such directions as investigation of the efficiency of the profile of the fan blade from the point of view of aero-acoustic characteristics require a special approach to the problem. One such approach is the use of a software environment that will allow to determine the most effective profile with minimal costs. This technique significantly speeds up the designer and research department, allowing for a minimum period of preliminary investigation of the parameters of the fan and take all the necessary measures.

Keywords: turbojet engine, engine, fan, simulation, blade, noise.

УДК 621.789.

B. B. Кравцов

Запорожский национальный технический университет, Запорожье

ВЛИЯНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО УПРОЧНЕНИЯ НА КАЧЕСТВО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ГЛАВНЫХ ВЕРТОЛЕТНЫХ РЕДУКТОРОВ

В работе, на основе результатов экспериментальных исследований, показано влияние ультразвукового упрочнения на сопротивление усталости, величину и характер распределения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое образцов из стали 16Х3НВФМБ-Ш.

Ключевые слова: зубчатые колеса, ультразвуковое упрочнение, экспериментальные данные, сопротивление усталости, остаточные напряжения.

Введение

Состояние поверхностного слоя конструкционного материала, применяемого для изготовления зубчатых колес главных вертолетных редукторов, представляет собой важный фактор, определяющий эксплуатационные характеристики изделия. Вызвано это тем, что разрушение конструкционного материала детали обычно начинается с ее поверхности, а это приводит не только к потере необходимой прочности, но и к ухудшению условий эксплуатации детали.

Надежность работы вертолетных редукторов во многом зависит от выносливости тяжело нагруженных при работе зубчатых колес. Разрушения от усталости деталей практически всегда начинаются с поверхностного слоя, где обычно имеется значительное количество различных дефектов. Упрочнение методом поверхностного пластического деформирования является эффективным технологическим способом повышения сопротивления усталости зубчатых колес.

В процессе ультразвукового упрочнения поверхностный слой подвергается пластическому деформированию – наклепу. При этом повышаются сопротивление деформации и твердость поверхности, изменяется микрорельеф поверхности, уменьшается количество микроконцентраторов напряжений.

Существенную роль играет величина и знак остаточных напряжений. В процессе эксплуатации растягивающие напряжения складываются с действующими циклическими растягивающими напряжениями, ускоряется процесс разупрочнения и образования трещин от усталости.

К достоинствам ультразвукового упрочнения следует отнести возможность применения

данной технологии для деталей, имеющих сложнопрофильную геометрию. При этом достигается благоприятное распределение внутренних напряжений в металле и такое структурное состояние, при котором удается повысить в два-три раза запас прочности деталей, работающих при переменных нагрузках, и увеличить срок службы в десятки раз.[1, 2, 3].

Цель работы – оценка влияния ультразвукового упрочнения (УЗУ) на сопротивления усталости, величину и характер распределения остаточных напряжений в поверхностном слое образцов из стали 16Х3НВФМБ-Ш.

Объект исследования

В качестве объекта исследования, для ультразвукового упрочнения принятые образцы из стали 16Х3НВФМБ-Ш.

Методика проведения исследований

Для проведения сравнительных испытаний на усталость были изготовлены специальные образцы с выкружкой в кол-ве 34 шт., форма и размеры которых представлены на рис.1. Материал образцов – сталь 16Х3НВФМБ-Ш. Технологический процесс изготовления выкружки образцов аналогичен техпроцессу обработки впадин зубьев исследуемых зубчатых колес.

Часть образцов (17 шт.) испытывались в исходном состоянии, остальные подвергались УЗУ шариками. Схема УЗУ представлена на рис. 2. В таком виде образцы поступили на испытания, которые проводились на вибростенде ВЭДС-400 при комнатной температуре и резонансных колебаниях по первой изгибной форме консольно закрепленных образцов. Максимальные напряжения при этом развивались по выкружке в сечении А-А (см. рис. 1). Частота колебаний $f = 440\text{--}475 \text{ Гц}$, база испытаний $N = 2010^6$ циклов. Режимы УЗУ для проведения исследований остаточных напряжений на образцах представлены в таблице 1.

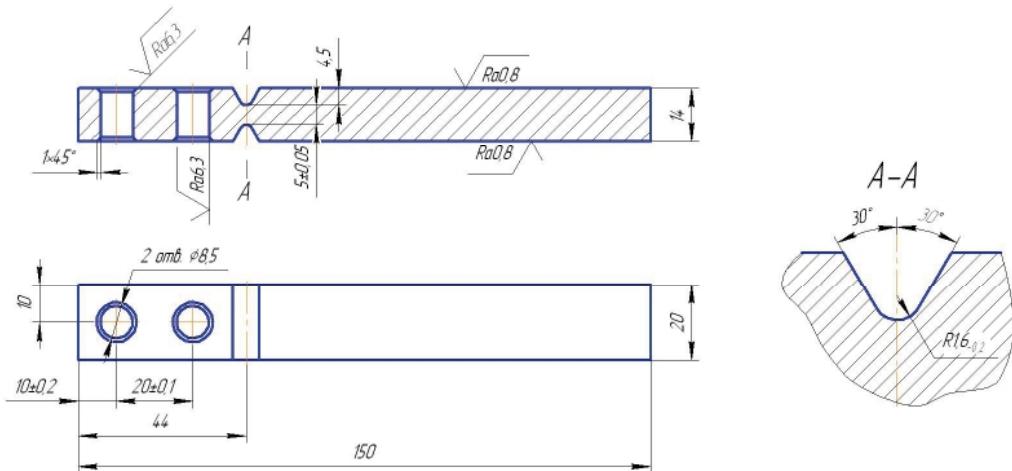


Рис. 1. Эскиз образца для испытаний на усталость

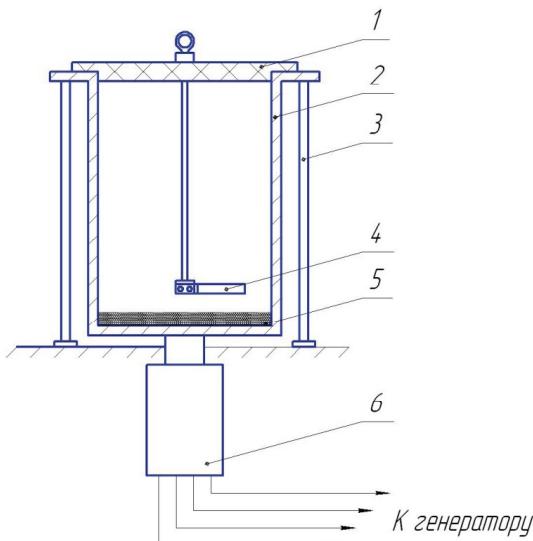


Рис. 2. Принципиальная схема ультразвукового упрочнения:
1 – крышка; 2 – концентриатор; 3 – стойки;
4 – испытываемый образец из стали 16Х3НВФМБ-Ш;
5 – шарики; 6 – магнитострикционный преобразователь

Режимы ультразвукового упрочнения образцов для проведения исследования остаточных напряжений на образцах из стали 16Х3НВФМБ-Ш

№ образца	Диаметр шариков, мм	Масса шариков, г	Время упрочнения, мин	Интенсивность по прибору
У-1	0,68	50	10±0,3	38...40 ед.
	1,0	250		
У-2	0,68	150	10±0,3	30...32 ед.
	1,0	250		
У-3	0,68	100	10±0,3	28...30 ед.
	1,0	250		
У-4	0,68	100	10±0,3	19...20 ед.
	1,0	300		
У-5	0,68	150	10±0,3	14 ед.
	1,0	350		

Результаты исследований и их обсуждение

Напряжения при испытаниях устанавливались и контролировались по величине двойной амплитуды колебаний образца.

Расчет напряжений в сечении А-А проводился по результатам статической тарировки:

приложением тарированного груза и измерением прогиба на конце консольно зажатого образца.

Результаты испытаний на усталость представлены в таблицах 2, 3.

Определение характера и величины остаточных напряжений после УЗУ проводилось на образцах размерами 70x12x4 мм (рис. 3), изготовленных из стали 16Х3НВФМБ-Ш с цементацией по серийной технологии. Измерения остаточных напряжений проводились на приборе ПИОН-2.

Результаты измерений остаточных напряжений изложены в таблице 4 (где И-1 – исходный

образец, У-1 У-5 – образцы после УЗУ шариками) и на обобщенной диаграмме на рис.4.

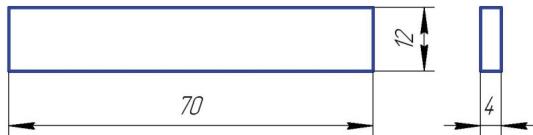


Рис. 3. Эскиз образца для исследования остаточных напряжений

Таблица 2

Результаты испытаний на усталость исходных образцов из стали 16Х3НВФМБ-Ш

№п/п	№ образца	Амплитуда колебаний 2A, мм	Напряжение в сечении I-I, МПа	Число циклов, млн	Примечание
1	И-1	2,0	784	0,14	Разрушился
2	И-2	1,8	706	0,20	Разрушился
3	И-17	1,8	706	0,13	Разрушился
4	И-13	1,7	666	20,0	Не разрушился
5	И-14	1,7	666	0,40	Разрушился
6	И-15	1,7	666	20,0	Не разрушился
7	И-16	1,7	666	20,0	Не разрушился
8	И-3	1,6	627	20,0	Не разрушился
9	И-4	1,6	627	6,15	Разрушился
10	И-10	1,6	627	20,0	Не разрушился
11	И-11	1,6	627	6,15	Разрушился
12	И-5	1,5	588	20,0	Не разрушился
13	И-6	1,5	588	20,0	Не разрушился
14	И-7	1,5	588	20,0	Не разрушился
15	И-8	1,5	588	20,0	Не разрушился
16	И-9	1,5	588	20,0	Не разрушился
17	И-12	1,5	588	20,0	Не разрушился

Таблица 3

Результаты испытаний на усталость образцов с ультразвуковым упрочнением выкружки из стали 16Х3НВФМБ-Ш

№п/п	№ образца	Амплитуда колебаний 2A, мм	Напряжение в сечении I-I, МПа	Число циклов, млн	Примечание
1	У-1	2,0	784	0,36	Разрушился
2	У-2	1,8	706	20,0	Не разрушился
3	У-3	1,8	706	0,08	Разрушился
4	У-16	1,8	706	20,0	Не разрушился
5	У-17	1,8	706	20,0	Не разрушился
6	У-8	1,7	666	20,0	Не разрушился
7	У-9	1,7	666	20,0	Не разрушился
8	У-10	1,7	666	20,0	Не разрушился
9	У-11	1,7	666	20,0	Не разрушился
10	У-12	1,7	666	0,85	Разрушился
11	У-15	1,7	666	20,0	Не разрушился
12	У-4	1,6	627	20,0	Не разрушился
13	У-5	1,6	627	20,0	Не разрушился
14	У-6	1,6	627	20,0	Не разрушился
15	У-7	1,6	627	20,0	Не разрушился
16	У-13	1,6	627	20,0	Не разрушился

Таблица 4

Результаты исследования остаточных напряжений на образцах из стали 16Х3НВФМБ-Ш

№ образца		И-1	У-1	У-2	У-3	У-4	У-5
Расстояние от поверхности, мкм	2	-130,3	-316,5	-342	-228,3	-415,5	-326,3
	5	-130,3	-316,5	-342	-392	-533,1	-510,6
	10	-39,2	-316,5	-288,1	-392	-497,8	-510,6
	20	+186,2	-316,5	-235,2	-392	-480,2	-401,8
	30	+48	-277,3	-192,1	-323,4	-462,6	-310,7
	40	0	-193	-136,2	-221,5	-392	-279,3
	50	-17,6	-143,1	-98	-133,3	-313,6	-232,3
	60	-17,6	-115,6	-94,1	-87,2	-274,4	-180,3
	70	-17,6	-93,1	-94,1	-72,5	-225,4	-149
	80	-40,2	-93,1	-94,1	-72,5	-187,2	-99
	90	-40,2	-93,1	-94,1	-53,9	-147	-58,8
	100	-40,2	-93,1	-94,1	-53,9	-102,9	-58,8
	110	-40,2	-93,1	-94,1	-53,9	-82,3	-58,8
	120	-59,8	-93,1	-94,1	-53,9	-82,3	-58,8
	130	-59,8	-93,1	-94,1	-53,9	-61,7	-58,8
	140	-	-93,1	-94,1	-53,9	-61,7	-58,8
	150	-	-93,1	-94,1	-53,9	-32,3	-39,2
	160	-	-113,7	-94,1	-53,9	-61,7	-39,2
	170	-	-113,7	-94,1	-39,2	-47	-39,2
	180	-	-113,7	-104,9	-39,2	-47	-23,5
	190	-	-113,7	-104,9	-39,2	-47	-23,5
	200	-	-113,7	-104,9	-39,2	-47	-23,5

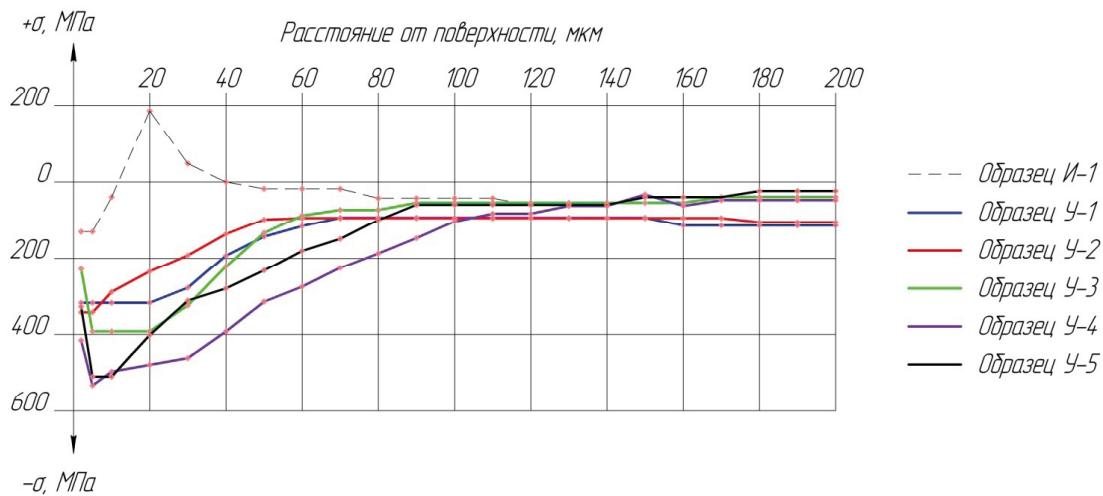


Рис. 4. Распределение остаточных напряжений в поверхностном слое образцов

Выводы

Экспериментальные исследования показали, что УЗУ повышает сопротивление усталости образцов из стали 16Х3НВФМБ-Ш и формирует в их поверхностном слое остаточные напряжения сжатия в диапазоне от -533 до -23 МПа.

Предел выносливости исходных образцов составляет $\sigma_{-1} = 588$ МПа.

Предел выносливости образцов с выкружкой, поверхность которых подвергалась ультразвуковому упрочнению стальными шариками, составляет $\sigma_{-1} = 666$ МПа.

Литература

- Коновалов Д.И., Метод ультразвукового упрочнения поверхностей узлов и деталей авиационных газотурбинных двигателей как одна из

перспективных технологий в авиастроении / Д.И. Коновалов, Г.Г. Ширваньянц // Молодой ученый. – 2015. – Вып. 22. – С. 141 – 147.

2. Голямина И.П. Ультразвук. Маленькая энциклопедия / И.П. Голямина. – М.: «Советская энциклопедия», 1979. – 400 с.

3. Ультразвуковые колебания и их влияние на механические характеристики конструкционных материалов: сб. науч. тр. / отв. ред. В.А. Кузьменко. – Киев: Наук. думка, 1986. – 208 с.

Поступила в редакцию 12.06.2017 г.

Кравцов В.В. Вплив ультразвукового зміщення на якість виготовлення зубчатих коліс головних вертолітних редукторів

У роботі, на основі результатів експериментальних досліджень, показано вплив ультразвукового зміщення на опір утомленості, величину і характер розподілення залишкових напружень стиснення у поверхневому шарі зразків із сталі 16Х3НВФМБ-ІІІ.

Ключові слова: зубчасті колеса, ультразвукове зміщення, експериментальні дані, опір утомленості, залишкові напруження.

Kravtsov V.V. Influence of hypersonic hardening on the quality of manufacture of gear wheels of helicopter main gearboxess

Based on the results of experimental research, it was shown the influence of hypersonic hardening on the endurance strength, quantity and character of afterstrain compression distribution in the surface layer of models from steel 16Х3НВФМБ-ІІІ.

Key words: gear wheels, hypersonic hardening, experimental data, endurance strength, after-strain.

Е.К. БЕРЕЗОВСКИЙ, С.А. УЛНОВ

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЛОПАТОК ГТД

В работе представлена последовательность расчета параметров динамического демпфера при фрезеровании лопаток ГТД на основе модели вынужденных колебаний детали с демпфированием и метода конечных элементов.

Ключевые слова: динамический демпфер, фрезерование, собственная частота колебаний, силы резания, скорость резания, подача, модель колебаний, метод конечных элементов.

Введение

Одним из перспективных направлений снижения амплитуды деформаций и вибраций, возникающих в процессе обработки деталей, является применение демпфирования.

Демпфирование – любые воздействия, расходящие механическую энергию при вибрациях детали.

Для демпфирования колебаний обрабатываемых деталей применяют различные демпферы, в том числе и динамические.

Эффективность демпфирования колебаний деталей при их обработке зависит от параметров применяемого демпфера, которые определяются расчетным методом.

Основой расчетных методов определения параметров демпфера является теория колебаний, где изложены общие закономерности различных видов колебаний, на базе которых получают частные решения технических задач [1, 2, 3].

Цель работы – определение параметров динамического демпфера, применяемого для снижения амплитуды колебаний лопатки ГТД в процессе ее фрезерования.

Объект исследования – лопатки вентилятора ГТД в процессе их фрезерования.

Предмет исследования – закономерности определения параметров динамического демпфера, применяемого для снижения амплитуды колебаний лопатки в процессе ее фрезерования.

Метод и методика проведения исследований

Определение параметров динамического демпфера выполнялось на основе общих закономерностей теории колебаний с демпфированием и метода конечных элементов (МКЭ).

Результаты исследований и их обсуждение

Модель демпфирования колебаний лопатки при ее фрезеровании под воздействием периодической силы $P_i \cos \omega t$ можно представить следующей схемой (рис. 1).

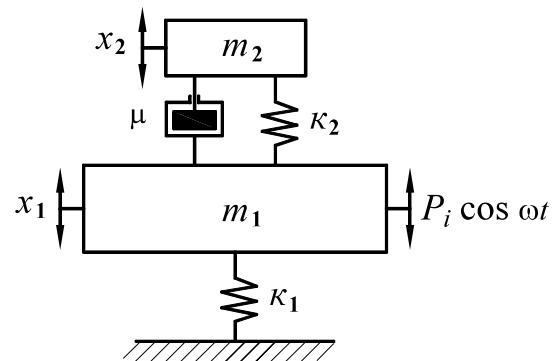


Рис. 1. Модель демпфирования колебаний лопатки при ее фрезеровании:

x_1 – перемещение лопатки при ее обработке; x_2 – перемещение массы груза m_2 демпфера; m_1 – масса лопатки; m_2 – масса груза демпфера; K_1 – жесткость лопатки; K_2 – жесткость пружины демпфера; P_i – результирующая сила резания при фрезеровании лопатки; ω – частота вращения фрезы, μ – коэффициент вязкого сопротивления

В соответствии с [1] введем обозначения:

$\lambda_{\text{ст}} = \frac{P_i}{K_1}$ – статическая деформация лопатки, вызванная силой резания P_i ;

$f_d = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$ – собственная частота динамического демпфера;

$\beta = \frac{m_2}{m_1}$ – отношение массы m_2 демпфера к массе обрабатываемой лопатки;

$\delta = \frac{f_d}{f_o}$ – отношение собственных частот демпфера и обрабатываемой лопатки;

$\alpha = \frac{f}{f_o}$ – отношение частоты возмущающей силы f к собственной частоте лопатки f_o ;

$\frac{\lambda_1}{\lambda_{ct}}$ – относительная амплитуда вынужденных колебаний лопатки;

$\frac{\lambda}{\lambda_{ct}}$ – относительное перемещение массы m_2 в демпфере;

$\lambda_1 = (x_l)_{\max}$ – амплитуда вынужденных колебаний массы m_1 ;

$\lambda = (x_2 - x_l)_{\max}$ – максимальное относительное перемещение масс m_2 и m_1 .

Равнодействующая сила резания определяется по формуле [4]:

$$P_i = C_p v_{pi}^{-x} S_i^y, \quad (1)$$

где C_p , x , y – коэффициенты степенных функций силы резания P_i от скорости резания

v_{pi} и подачи S_i определяются экспериментально.

Для фрезерования титановых сплавов

$$x = 0,15 \dots 0,2; y = 0,65 \dots 0,7; C_p = (3,1 \dots 3,4) \cdot 10^4.$$

Скорость резания $v_{pi} = 2\pi \cdot n R_\phi \cdot \sin \gamma$, где n – частота вращения шпинделя, с^{-1} ;

R_ϕ – радиус фрезы, м;
 γ – угол наклона фрезы, град.

Частота возмущающей силы при обработке лопатки фрезой определяется по формуле [5]:

$$f = \frac{n \cdot z}{60}, \quad (2)$$

где z – число зубьев фрезы.

Время взаимодействия режущей кромки фрезы с деталью τ (время резания) [5]:

$$\tau = 30 \arccos \left(\frac{R_\phi - t}{R_\phi} \right) (\pi \cdot n)^{-1}, \quad (3)$$

где R_ϕ – радиус фрезы, м;

t – глубина резания, мм;

n – частота вращения шпинделя станка, об/мин.

Если период собственных колебаний лопатки меньше времени резания τ , т.е. $T < \tau$, то частота колебаний детали определяется частотой возмущающей силы [5].

Если величина времени резания τ на порядок меньше периода собственных колебаний деталей $T \geq \tau$, то частота колебаний определяется собственной частотой колебаний детали [5].

Частоту собственных колебаний f_o и статическую деформацию лопатки λ_{ct} , вызванную силой резания P_i , находим МКЭ с учетом способа ее крепления в зоне обработки фрезерованием. Для расчета применяем схему с закрепленными концами (рис.2).

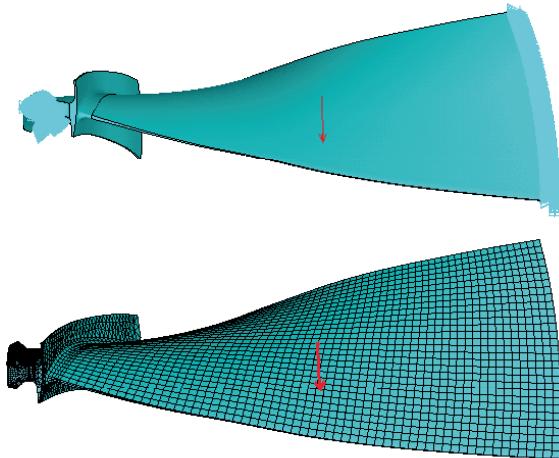


Рис. 2. Границные условия: в виде закрепления и точки приложения силы

Статический и модальный анализ проведены на примере широкохордной рабочей лопатки вентилятора двигателя Д436-148ФМ.

Для выполнения выбранных видов анализа лопатки вентилятора построена твердотельная модель в полном соответствии с чертежом детали.

Используя расчетный комплекс ANSYS, создана конечно-элементная модель лопатки вентилятора. При генерации конечно-элементной сетки использовался элемент 2-го порядка Solid186.

Материал вентиляторной лопатки – титановый сплав ВТ6.

Выполнение данных расчетов предшествует проведению испытаний с физической моделью лопатки (проведение аналитического решения статического и модального анализа лопатки). Поэтому в математической модели максимальны уточнены граничные условия: закрепление лопатки, приложение нагрузок.

Крепление лопатки осуществляется по хвостовику и периферийному сечению пера.

Сила от статического воздействия фрезы на спинку пера лопатки, равная $P_i = 40 \text{Н}$, приложена к перу (см. рис.2).

Статический анализ проводится для определения перемещений пера лопатки λ_{ct} под действием приложенной силы $P_i = 40 \text{Н}$ (рис. 3).

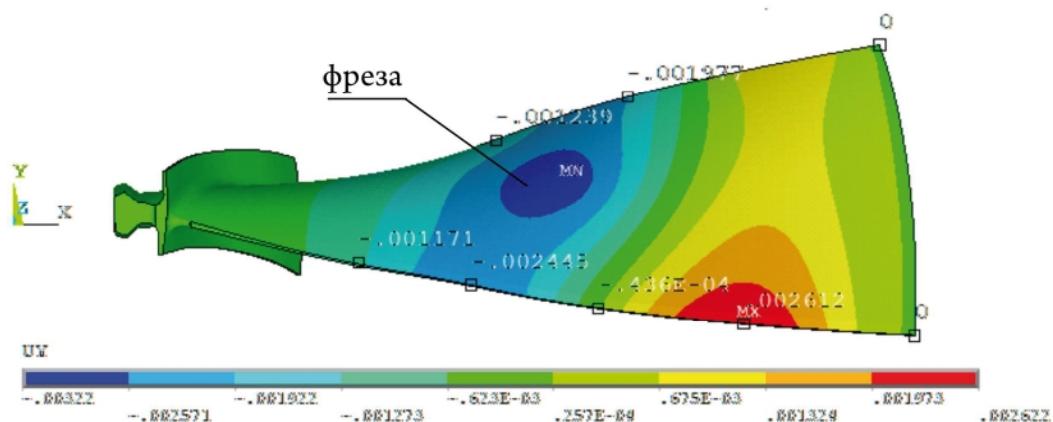


Рис. 3. Результаты статического расчета лопатки вентилятора. Распределение перемещений, λ_{ct} (мм) в направлении оси Y под действием силы $P_i = 40\text{Н}$

Для расчета принимаем максимальное значение $\lambda_{ct} = 0,026 \text{ мм}$.

В ходе модального анализа были определены три первые формы и частоты собственных колебаний лопатки.

Провели численный анализ влияния приложенной к перу силы $P_i = 40\text{Н}$ на величины частот и форму собственных колебаний лопатки (табл.1).

Частоты собственных колебаний лопатки

Номер формы колебаний	Частота собственных колебаний без учета силы действия фрезы, Гц	Частота собственных колебаний с учетом силы действия фрезы $P_i = 40\text{Н}$, Гц
1	322,65	323,67
2	517,32	515,601
3	596,75	604,78

Формы колебаний практически не зависят от наличия приложенной силы на спинку пера лопатки. Это видно на представленных рис. 4, 5.

Для расчета принимаем значение частоты собственных колебаний лопатки по первой форме с учетом силы действия фрезы:

$$f_o = 323,67 \text{ Гц.}$$

Для других лопаток и других значений силы, действующей на перо при фрезеровании, значение λ_{ct} и частоту собственных колебаний f_o определяем аналогичным образом.

По формуле [1] $\delta = \frac{f_d}{f_o}$ определяем собственную частоту колебаний динамического демпфера:

$$f_d = \delta \cdot f_o. \quad (4)$$

С учетом соотношения $\delta = \frac{1}{1 + \beta}$ [1], получим выражение для собственной частоты колебаний f_d динамического демпфера:

$$f_d = \frac{f_o}{1 + \beta}. \quad (5)$$

Массу m_2 определяем из выражения:

$$m_2 = \beta \cdot m_1,$$

где m_1 — масса детали, кг;

β — задается при расчете демпфера (см. рис. 6).

Коэффициент жесткости пружины K_2 определяем из формулы $f_d = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$, откуда:

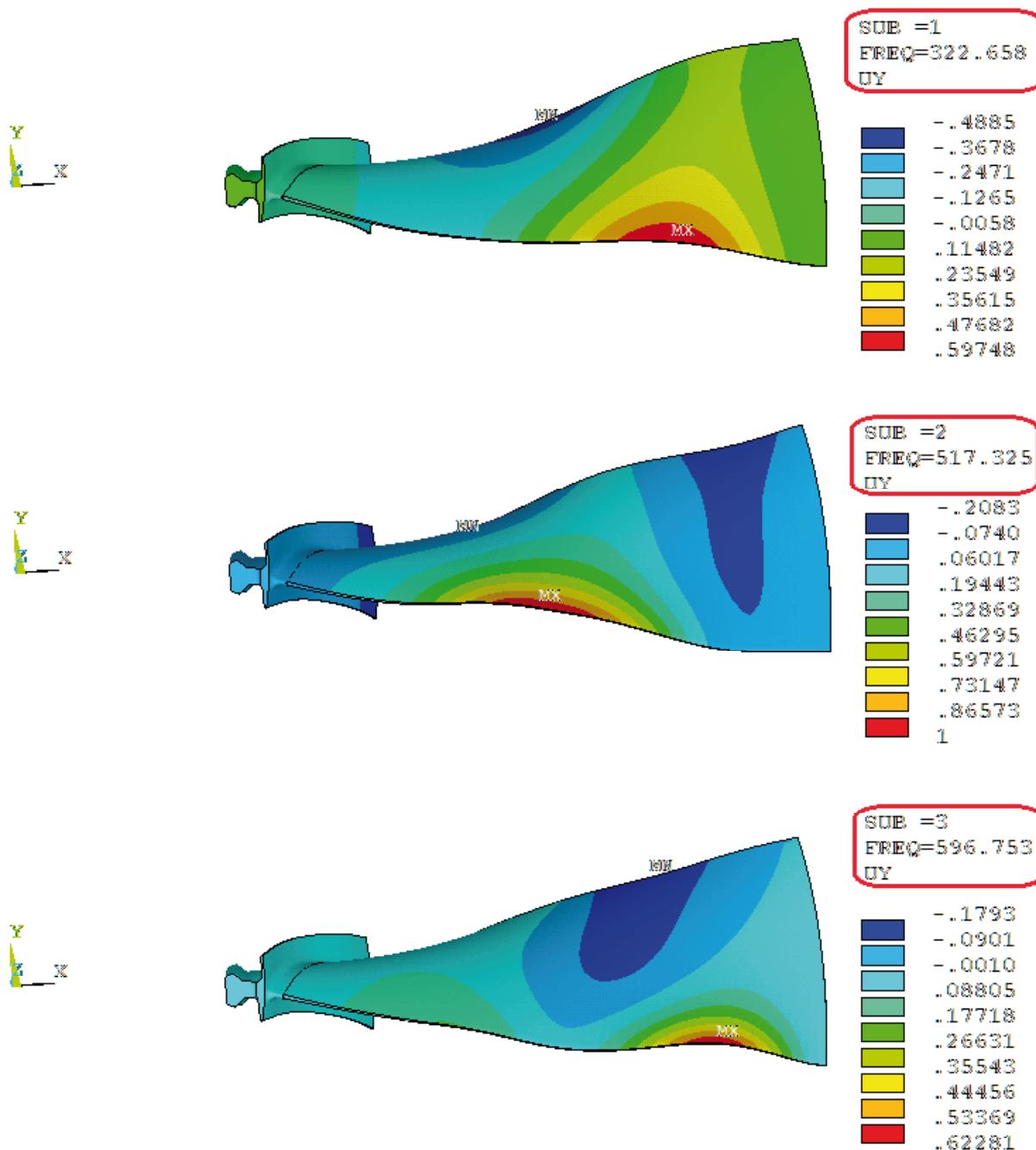


Рис. 4. Три первые формы собственных колебаний лопатки без учета силы воздействия фрезы на спинку пера

$$K_2 = f_d^2 \cdot m_2 = \left(\frac{f_o}{1+\beta} \right)^2 \cdot m_2. \quad (6)$$

Для нахождения относительной амплитуды колебаний лопатки и массы m_2 демпфера вос-

пользуемся графической зависимостью $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ct}}$,
 $\frac{\lambda}{\lambda_{ct}}$ и μ в зависимости от $\frac{1}{\beta}$ [1], в расширенном диапазоне, представленной на рис. 6.

Зависимость $\frac{\lambda}{\lambda_{ct}}$ имеет вид [1]:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_{ct}} \right)^2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_{ct}} \frac{1}{2\mu\alpha\beta},$$

$$\text{где } \frac{\lambda_1}{\lambda_{ct}} = \sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}}.$$

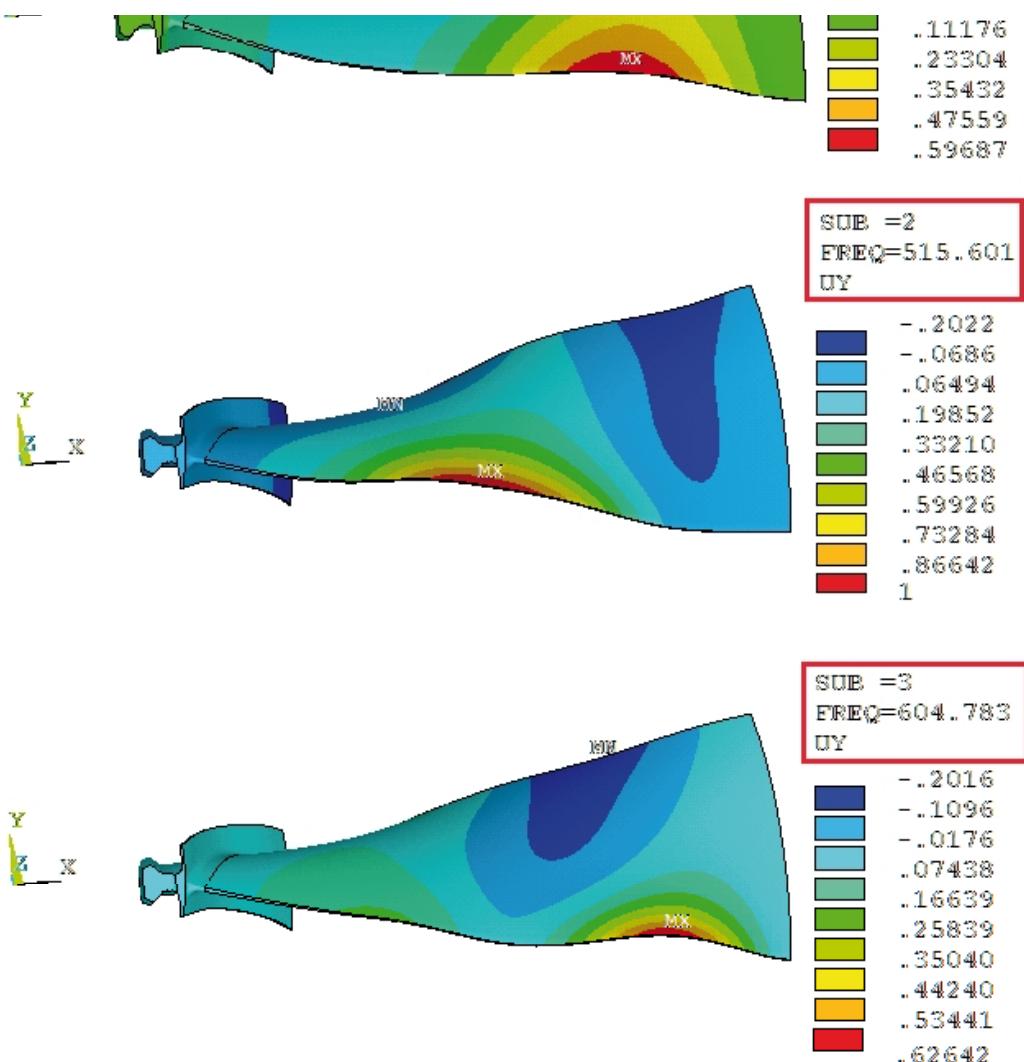


Рис. 5. Три первые формы собственных колебаний лопатки с учетом силы воздействия фрезы $P_i = 40\text{Н}$ на спинку

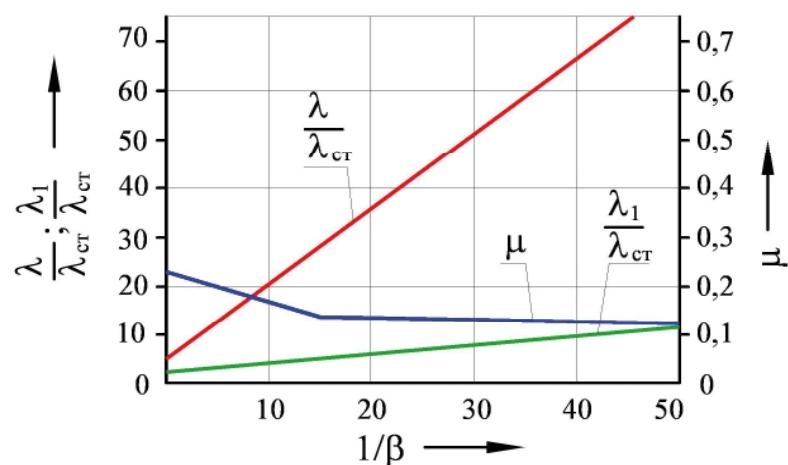


Рис. 6. Зависимость $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ct}}$, $\frac{\lambda}{\lambda_{ct}}$ и μ от $\frac{1}{\beta}$

Откуда для заданного значения β определяем значения соотношений величины $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}}$, $\frac{\lambda}{\lambda_{ст}}$ и μ , в соответствии с которыми находят абсолютные значения величины λ_1 и λ , необходимые для конструирования динамического демпфера.

Выводы

Предложена методика расчета параметров динамического демпфера при фрезеровании лопаток ГТД с учетом их массы, вынужденной частоты и собственной частоты колебаний, геометрических физических параметров деталей, а также режимов обработки.

Определены коэффициент вязкого сопротивления, собственная частота, коэффициент жесткости пружины, масса и максимальные

перемещения, которые необходимы для разработки конструкции динамического демпфера.

Литература

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Госиздат. физ. мат. литература, 1959. – 439 с.
2. Малов Н.Н. Основы теории колебаний / Н.Н. Малов. – М.: Издат. «Просвещение», 1971. – 197 с.
3. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанов. – М.: Наука, 1967. – 420 с.
4. Полетаев В.А. Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей / В.А. Полетаев. – М.: Машиностроение, 2006. – 256 с.
5. Особенности колебаний деталей газотурбинных двигателей при высокоскоростном строчном фрезеровании / А.Я. Качан, Ю.Н. Внуков, Д.В. Павленко [и др.] // Вестник двигателестроения. – 2007. – №1. – С.69 – 76.

Поступила в редакцию 12.06.2017 г..

Березовський Є.К., Уланов С.О. Визначення параметрів динамічного демпфера при фрезеруванні лопаток ГТД

У роботі представлено послідовність розрахунку параметрів динамічного демпфера при фрезеруванні лопаток ГТД на основі моделі змушених коливань деталі з демпфіруванням і методу кінцевих елементів.

Ключові слова: динамічний демпфер, фрезерування, власна частота коливань, сили різання, швидкість різання, подача, модель коливань, метод кінцевих елементів.

Berezovsky Y.K., Ulanov S.A. Determination of parameters of dynamic damper when milling gas turbine engine blades

The paper describes the computing chain for determining parameters of dynamic damper when milling gas turbine engine blades on the basis of model of forced oscillation of the part with damping and method of finite elements.

Key words: dynamic damper демпфер, milling, natural oscillation frequency, cutting forces, cutting speed, feed, oscillations model, method of finite elements.

УДК: 621.793;669.8;621.762;669.018.45;532.696.1

**Е.Н. ПОЛЯРУС¹, А.П. УМАНСКИЙ¹, А.У. СТЕЛЬМАХ², Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО¹,
В.М. КИСИЛЬ¹, В.И. СУББОТИН¹**

¹*Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев*

²*Национальный авиационный университет, Киев*

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА МАТЕРИАЛОВ НА МЕХАНИЗМ ИХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГАЗОАБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ

Исследовано влияние состава материалов на механизм и интенсивность их изнашивания при высокотемпературных газоабразивных испытаниях. Изучены макро- и микроструктуры поверхностей материалов после испытаний в двухфазном высокоскоростном потоке абразивных частиц карбида кремния при $T = 500^{\circ}\text{C}$. Показано, что для сплава ЖС 26 при испытаниях под воздействием температуры и высокоскоростного потока абразивных частиц происходит интенсивное деформирование образца с формированием на его поверхности волнобразного рельефа. Для разработанных композиционных материалов системы NiAl-CrB₂ деформация поверхности затруднена из-за наличия упрочняющей боридной фазы. При этом наиболее высокие значения износстойкости соответствуют композиту NiAl-15%CrB₂.

Ключевые слова: композиционные материалы, интерметаллид NiAl, термоэрозионные испытания, высокотемпературный газоабразивный износ, структура, упрочняющая боридная фаза, интенсивность изнашивания.

Введение

Лопатки ГТД работают в жестких условиях одновременного воздействия центробежной силы собственной массы и поперечных аэродинамических сил, создаваемых потоком газа в турбине, в агрессивной среде при высоких температурах [1]. Для современных ГТД одним из лучших материалов для изготовления лопаток являются литейные жаропрочные никелевые сплавы, среди которых наиболее широкое распространение получили сплавы типа ЖС 26.

Недостатком использования таких сплавов является необходимость их «утяжеления» введением в состав тугоплавких элементов (таких как рений, вольфрам) с целью повышения жаропрочности при $T = 1200^{\circ}\text{C}$ [2].

В связи с этим, все чаще появляется информация о перспективе использования интерметаллидов NiAl и Ni₃Al в качестве основы для создания конструкционных материалов, работающих при повышенных температурах. Помимо этого, основное внимание уделяется также разработке композиционных материалов на основе интерметаллидов. Такие материалы должны обладать определенным комплексом характеристик, необходимых для их эксплуатации в условиях высоких температур, абразивного износа, а также в условиях термоэрозионного изнашивания продуктами сгорания.

Следует также отметить, что необходимым является и разработка защитных и прирабатываемых покрытий, обеспечивающих работоспособность при повышенных температурах и нагрузках, стойких против высокотемпературной коррозии, эрозии и износа. Особенно актуальна эта проблема для деталей камеры сгорания и лопаток первой ступени турбины авиационных двигателей новых поколений и конверсионных газотурбинных агрегатов с большими ресурсами эксплуатации, стенок камеры компрессора низкого и высокого давления, торцов лопаток ГТД [3-5].

Ранее было установлено [6-10], что введение дигорида хрома в NiAl позволяет существенно повысить износстойкость интерметаллида в условиях высокотемпературного трения-износа.

Целью работы являлось исследование влияния состава испытываемых материалов на механизм их высокотемпературного газоабразивного изнашивания при угле атаке абразива 30° .

Экспериментальная часть

Термоабразивные испытания проводили в высокоскоростной струе продуктов сгорания, несущей частицы абразива, генерируемой сверхзвуковым двухфазным горелочным устройством ГВО-2М, работающим на топливной паре керосин-воздух. В испытаниях натекание струи было под углом 30° к поверхности. В качестве абразива использовали порошок карбида кремния

SiC дисперсностью ($-125+80$) мкм. В качестве испытуемых материалов использовали пластины из сплава ЖС 26 и компактные композиционные материалы системы NiAl-CrB₂. Образцы композитов размерами $5 \times 10 \times 25$ (мм) на основе интерметаллида NiAl с добавками 15 и 45% (вес.) CrB₂ были изготовлены методом горячего прессования.

Чтобы обеспечить идентичность условий эксперимента, испытания образцов проводили одновременно одним пакетом путем их много-кратного перемещения через пятно воздействия двухфазного высокоскоростного потока. Температура испытаний составляла $T = 500$ °C, а скорость потока – $V = 75$ мм/с. Температура поверхности образцов в момент нахождения в пятне воздействия измерялась пирометром INFRATHERM Converter IGA 100. Потерю массы при термоэррозионных испытаниях оценивали весовым методом в граммах на лабораторных весах ВЛР-200 с точностью $\pm 0,5$ мг.

Микроструктуру образцов после испытаний исследовали с помощью растрового электронного микроскопа РЕМ-106 И.

Результаты и обсуждение

Согласно проведенным исследованиям, наибольшему износу подвергается сплав ЖС 26. Потеря массы образцов из этого материала составляет 0,27 г (рис. 1).

Для разработанных композитов характерны меньшие значения интенсивностей изнашивания по сравнению с никелевым сплавом. При этом минимальный износ соответствует композиционному материалу, содержащему 15% (вес.) CrB₂.

Металлографические исследования поверхностей исследуемых материалов (рис.2) соответствуют результатам интенсивностей изнашивания.

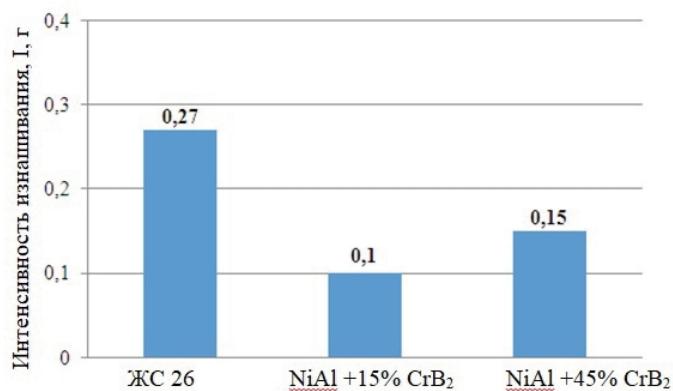


Рис. 1. Интенсивность изнашивания материалов после термоэррозионных испытаний

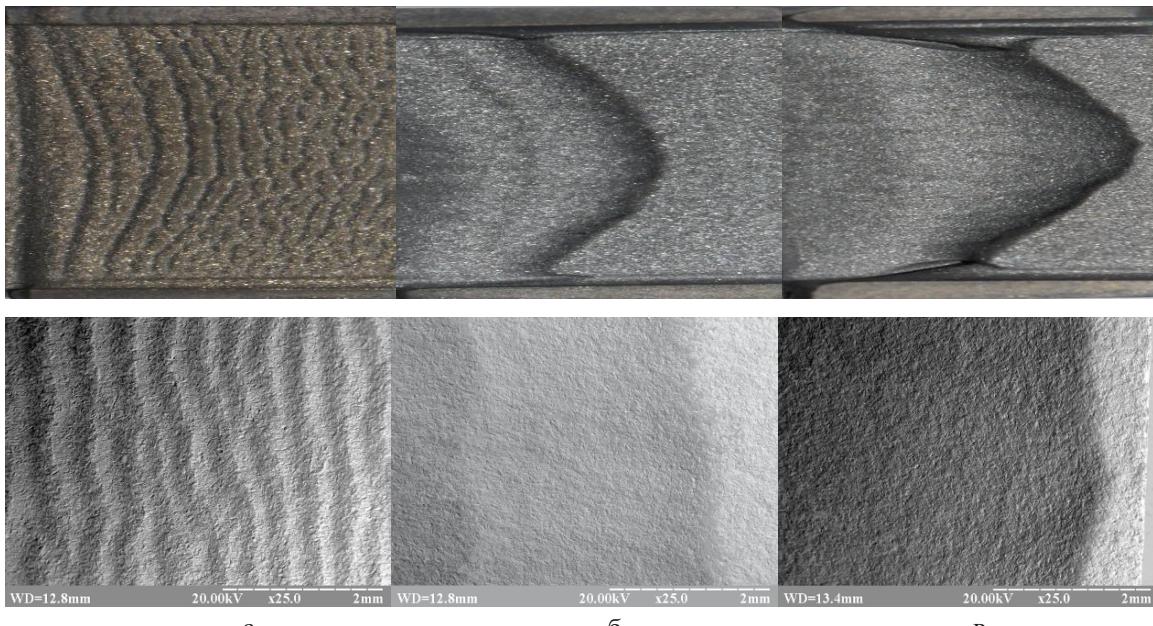


Рис. 2. Макро- и микроструктура поверхностей материалов после термоэррозионных испытаний
а – сплав ЖС 26; б – композит NiAl +15% CrB₂; в – композит NiAl +45% CrB₂

Для никелевого сплава при испытаниях под воздействием температуры и высокоскоростного потока абразивных частиц происходит деформирование образца с формированием на его поверхности волнообразного рельефа (рис. 2, 3) с длиной «волны» $l \sim 0,4$ мм. Это приводит к локальным изменениям угла атаки абразива

со стороны натекания струи, т.е. угол атаки увеличивается (рис. 3, б). При этом происходит внедрение абразивных частиц на восходящих участках деформированной поверхности. При многократном перемещении таких образцов через пятно воздействия потока происходит интенсивная выработка поверхности образцов.

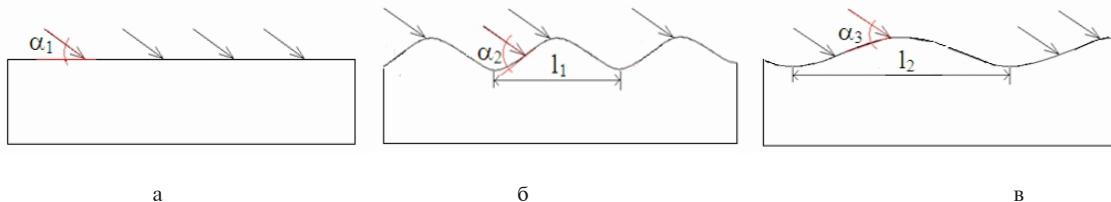


Рис. 3. Схематическое изображение процесса деформирования поверхностей образцов при высокотемпературных газоабразивных испытаниях:

а – исходная поверхность материалов; б – поверхность сплава ЖС 26;
в – поверхность композитов системы $\text{NiAl}-\text{CrB}_2$

В отличие от сплава ЖС 26 для композиционных материалов системы $\text{NiAl}-\text{CrB}_2$ деформация поверхности затруднена из-за наличия упрочняющей боридной фазы. На поверхности образцов $\text{NiAl} + 15\% \text{ CrB}_2$ и $\text{NiAl} + 45\% \text{ CrB}_2$ также формируется волнообразный рельеф с длиной «волны» $l_2 \sim 3,4$ мм (рис. 3, в), а, следовательно, угол $\alpha_2 > \alpha_3 > \alpha_1$ (1), что в результате приводит к меньшим значениям износа материалов.

Для композиционного материала $\text{NiAl} + 45\% \text{ CrB}_2$ наблюдается более интенсивная выработка поверхности по сравнению с композитом $\text{NiAl} + 15\% \text{ CrB}_2$. Очевидно, такой результат связан с высокой хрупкостью материалов в данных условиях испытаний.

Также следует отметить, что для разработанных композитов характерно внедрение меньшего количества абразивных частиц в исследуемые поверхности за счет наличия упрочняющей боридной фазы.

Выводы

Исследовано влияние состава материалов на механизм их высокотемпературного газоабразивного изнашивания. Показано, что для никелевого сплава характерно интенсивное деформирование образца с формированием на его поверхности волнообразного рельефа. Для разработанных композитов процесс деформации поверхности затруднен благодаря наличию упрочняющей боридной фазы. Это способствует более высоким значениям износостойкости данных материалов.

Литература

1. Жеманюк П.Д. Структура и свойства листовых лопаток авиационных двигателей из жаро-

прочного никелевого сплава ЖС 26-ВИ после горячего изостатического прессования [Текст] / П.Д. Жеманюк, В.В. Клочихин, Н.А. Лысенко, В.В. Наумик // Вестник двигателестроения – №1. – 2015. – С. 139-146.

2. Бунтушкин В.П. Высокотемпературные жаропрочные сплавы на основе интерметаллида Ni_3Al для деталей горячего тракта ГТД [Текст] / В.П. Бунтушкин, О.А. Базылева, В.И. Буркина // Авиационная промышленность. – №2. – 2007.

3. Барвинок В.А. Срабатываемые, износостойкие и теплозащитные покрытия для деталей газового тракта турбины, компрессора и камеры сгорания ГТД [Текст] / В.А. Барвинок, И.Л. Шитарев, В.И. Богданович, И.А. Докукина, В.М. Карапес // Авиационная и ракетно-космическая техника, Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – №3 (19) – 2009. – С.11-28.

4. Мигунов В.П. Уплотнительные материалы для проточного тракта ГТД [Электронный ресурс]: www.viam.ru/public / В.П. Мигунов, Д.П. Фарафонов, М.Л. Деговец, Т.И. Ступина. – 2012.

5. Rajendran R. Gas turbine coatings – An overview [Text] / R. Rajendran // Engineering Failure Analysis, 2012. – №26, P. 355-369

6. Уманский А.П. Влияние добавок тугоплавких боридов на механизмы изнашивания плазменных покрытий на основе интерметаллида NiAl [Текст] / А.П. Уманский, Е.Н. Полярус, А.Д. Костенко, М.С. Украинец // Проблемы трибологии. – 2014. – № 1. – С. 46-52.

7. Уманский А.П. Структура и триботехнические характеристики композиционных материалов и покрытий из них на основе системы $\text{NiAl}-\text{CrB}_2$ [Текст] / А.П. Уманский, Е.Н. Полярус,

М.С. Українець, Л.М. Капітанчук // Порошкова металургія. – 2015. – № 1/2. – С. 65-73.

8. Уманський О.П. Вплив температури випробувань на триботехнічні характеристики композиційних покривів системи NiAl-CrB₂ [Текст] / О.П. Уманський, О.М. Полярус, М.С. Українець, О.В. Кущев, О.У. Стельмах. // «Наукові нотатки». – 2013. – № 41. – Ч. 2. – С. 206-212.

9. Umanskyi O. Effect of ZrB₂, CrB₂ and TiB₂ Additives on the Tribological Characteristics of NiAl-Based Gas-thermal Coatings [Text] / O. Umanskyi, O. Poliarus, M. Ukrainets, I. Martsenyuk. // Key Engineering materials. – Vol. 604. – 2014. – P. 20-23.

Поступила в редакцію 31.05.2017 г.

О.М. Полярус, О.П. Уманський, О.У. Стельмах, Ю.І. Євдокименко, В.М. Кисіль, В.І. Субботін. Вплив складу матеріалів на механізм їх високотемпературного газоабразивного зношування

Досліджено вплив складу матеріалів на механізм та інтенсивність їх зношування при високотемпературних газоабразивних випробуваннях. Вивчено макро- та мікроструктури поверхонь матеріалів після випробувань у двофазному високошвидкісному потоці абразивних частинок карбіду кремнію при $T = 500^{\circ}\text{C}$. Показано, що для сплаву ЖС 26 при випробуваннях під впливом температури і високошвидкісного потоку абразивних частинок відбувається інтенсивне деформування зразка з формуванням на його поверхні хвиленоподібного рельєфу. Для розроблених композиційних матеріалів системи NiAl-CrB₂ деформація поверхні ускладнена через наявність зміцнюючої боридної фази. При цьому найбільш високі значення зносостійкості відповідають композиту NiAl-15%CrB₂.

Ключові слова: композиційні матеріали, інтерметалід NiAl, термоерозійні випробування, високотемпературний газоабразивний знос, структура, зміцнююча боридна фаза, інтенсивність зношування.

O. Poliarus, O. Umanskyi, O. Stelmah, Yu. Evdokimenko, V. Kysil, V. Subbotin.
Influence of materials composition on their high temperature erosion gas-abrasive mechanism of wear

The influence of the material composition on their wear mechanism and intensity at high-temperature gas-abrasive tests were studied. The macro- and microstructures of materials surfaces after testing in a two-phase high-velocity flow of SiC abrasive particles at $T = 500^{\circ}\text{C}$ were studied. It is shown that for the nickel alloy subjected to temperature and high-velocity flow of abrasive particles, intensive deformation of the sample takes place with the formation of a wavy relief on its surface. For the developed composite materials of the NiAl-CrB₂ system, deformation of the surface is difficult by the presence of a strengthening boride phase. The highest values of wear resistance correspond to the developed NiAl-15% CrB₂ compositematerial.

Key words: composite materials, NiAl-intermetallic, thermal-erosion testing, high-temperature gas-abrasive wear, strengthening boride phase, structure, wear rate.

УДК 546.74.543.42.062

Н. П. СИНЯЕВА¹, Л. А. ОМЕЛЬЯНЧИК¹, Л. П. НЕКРАСОВА², О. В. ЛУГАНСКАЯ¹

¹*Запорожский национальный университет, Запорожье, Украина*

²*ФГБУ «НИИ экологии человека и гигиены окружающей среды им. А. Н. Сысина», Москва, Россия*

СПЕКТРОФОТОМЕТРИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НИКЕЛЯ, МАРГАНЦА, КОБАЛЬТА ИЗ ОДНОЙ НАВЕСКИ В ПРИПОЕ ВПР-4

Предложена методика определения химического состава припоя на медной основе (ВПР-4). Основные компоненты сплава: никель, марганец, кобальт определяли дифференциальным спектрофотометрическим методом из одной навески. Оптимальные условия проведения анализа: анализируемая навеска (0,1 г), растворитель – смесь концентрированных кислот HCl и HNO_3 в соотношении 3:1. Оптическую плотность окрашенных растворов измеряли на спектрофотометре СФ46 в видимой области спектра. Марганец определяли по окраске Mn (VII) при длине волны $\lambda_{max} = 540$ нм в кварцевой кювете с длиной поглощающего слоя 30 мм. Раствор сравнения – фоновый раствор с содержанием в объеме 200 см³ 0,2 мг/см³ марганца. Оптическую плотность комплексного соединения никеля с диметилглиоксимом измеряли при $\lambda_{max} = 440$ нм в кварцевой кювете с длиной поглощающего слоя 10 мм. Раствором сравнения служил фоновый раствор, содержащий в 100 см³ – 0,4 мг никеля. Кобальт определяли с реагентом нитрозо-Р-соль. Оптическую плотность измеряли при длине волны $\lambda_{max} = 520$ нм в кварцевых кюветах с длиной поглощающего слоя 20 мм относительно раствора, содержащего все реактивы и 5 см³ фонового раствора. Марганец, никель, кобальт определяли из отдельных аликвотных частей из основного раствора. Количественное определение всех элементов проведено методом градуировочного графика с помощью растворов, моделирующих по составу исследуемые. Методика экономична и экспрессна, по точности сопоставима с классическими стандартизованными методами – гравиметрией и титриметрией.

Ключевые слова: дифференциальный спектрофотометрический метод, припой, никель, марганец, кобальт.

Введение

Для пайки теплообменников различного назначения, тонкостенных конструкций из нержавеющих и жаропрочных сплавов наиболее технологичные самофлюсующиеся припои [1,2]. Перечень припоев, рекомендованных к применению в опытных производствах авиационно-космической промышленности, обобщен в работе авторов [2].

Технологические свойства припоев определяются, прежде всего, регламентированным составом основных компонентов (марганца, никеля, кобальта), содержание которых определяют химическими методами [6,7,8].

Актуальной задачей химического анализа является создание рациональных методов анализа [3,4]. Предложенные в последнее время методики фотометрического определения элементов из одной навески [4] отражают тенденции развития аналитической практики. Предлагаемая методика спектрофотометрического определения никеля, марганца и кобальта основана на известных цветных реакциях [5-8]. Отличием

данной методики от существующих является то, что для определения высоких массовых долей никеля и марганца вместо традиционно используемых гравиметрического, титриметрического и потенциометрического методов [6,7,8], предлагается дифференциально-спектрофотометрический [9,10]. Преимуществом предлагаемой методики является ее экспрессность и экономичность.

Цель работы

Цель данной работы – разработка рациональной экспрессной методики, позволяющей определять из одной навески в припоях на медной основе основные компоненты (никель, марганец, кобальт), по надежности сопоставимой со стандартизованными, трудоемкими в выполнении, гравиметрией и титриметрией.

Экспериментальная часть

Материалом для исследований выбран самофлюсующийся припой ВПР-4. Образцы были представлены в виде порошка и ленты. В эксперименте использованы не-

органические кислоты HCl по ГОСТ 3118-77 «ХЧ», HNO₃ по ГОСТ 4461-77 «ХЧ», H₂SO₄ по ГОСТ 4204 «ХЧ», H₃PO₄ по ГОСТ 6552-80 «ХЧ», дистиллированная вода по ГОСТ 6709-72, NaOH по ГОСТ 4328-77 «ХЧ», (NH₄)₂S₂O₈ по ГОСТ 20478-73 «ХЧ», KIO₄ по ТУ 6-09-02, 4ДА, KNaC₄H₄O₆·4H₂O (сегнетова соль) по ГОСТ 5845-79 «ХЧ», диметилглиоксим по ГОСТ 5828-77, ЧДА, 1-нитрозо-2-нафтол-3,6-дисульфокислоты динатриевой соли гидрат по ГОСТ 10553-75(нитрозо-Р-соль), мерные колбы 1 класса по ГОСТ 1770-74, пипетки 1 класса по ГОСТ 29230-99 градуированные.

Отсутствие стандартных образцов, близких по составу ВПР-4, обусловило необходимость использования при построении градиуровочных графиков растворов, моделирующих по составу исследуемые образцы. Стандартные растворы Mn, Ni, Co, Cu для уменьшения неопределенности готовили из металлов высокой чистоты как описано в [6,7,8,11]. Концентрация стандартных растворов указанных элементов представлена в таблице 1.

Оптические плотности окрашенных растворов измеряли на спектрофотометре СФ46, спектральный диапазон которого равен 190-1100 нм.

Таблица 1

Концентрация стандартных растворов металлов, используемых при анализе ВПР-4

Элемент	Раствор А	Раствор Б
	C, мг/мл	C, мг/мл
Марганец	1	0,2
Никель	0,2	0,04
Кобальт	0,2	0,02
Медь	1	-

Подготовка пробы к анализу. Навеску сплава массой 0,1 г растворяли в 30 мл смеси кислот (3 объема соляной кислоты смешивали с 1 объемом азотной кислоты), охлаждали, приливали 10 мл серной кислоты (1:1) и выпаривали до паров SO₃. Колбу с раствором охлаждали, ополаскивали водой и еще раз выпаривали до паров серной кислоты. Соли растворяли в 100 мл воды при нагревании, охлаждали раствор и переводили в мерную колбу вместимостью 250 мл. Затем доводили до метки водой, перемешивали и фильтровали раствор через фильтр «белая лента», отбрасывая первые порции фильтрата. Полученный раствор (раствор X) использовали для определения марганца, никеля и кобальта.

Определение массовой доли марганца.

Аликвотную часть 20 мл раствора X помещали в коническую колбу вместимостью 250 мл, добавляли 20 мл серной кислоты (1:1), 1 мл фосфорной (1,88), воду до 150 мл и нагревали до 90°C. В горячий раствор добавляли 0,1 г персульфата аммония, 0,3 г периодата калия, доводили до кипения и выдерживали при 95°C в течение 30 минут. Раствор охлаждали, переводили в мерную колбу вместимостью 200 мл, доводили до метки водой и перемешивали. Оптическую плотность растворов измеряли при λ = 540 нм относительно раствора, содержащего в 200 мл 9,0 мл стандартного раствора Б в кюветах с толщиной поглощающего слоя 30 мм.

Обработка результатов. Массовую долю марганца определяли по калибровочному графику. Построение калибровочного графика. В конические колбы вместимостью 250 мл помещали 9,0; 10,0; 10,5; 11,0; 11,5; 12,0; 12,5; 13,0 мл раствора Б, что соответствует 22,5; 25,0; 26,25; 27,5; 28,75; 30,0; 31,25; 32,5% марганца, и поступали так, как описано выше.

Определение никеля. Аликвотную часть раствора X 5 мл помещали в мерную колбу вместимостью 100 мл, добавляли до 30 мл воды, 2 капли азотной кислоты (1,40), 10 мл 20% раствора сегнетовой соли, 20 мл 20% раствора гидрата окиси натрия, 10 мл 10% раствора персульфата аммония, перемешивая после добавления каждого реагента. Давали постоять раствору 2 минуты, затем приливали 10 мл 1% раствора диметилглиоксина в 5% растворе гидрата окиси натрия, перемешивали и оставляли на 1 минуту. Раствор разбавляли до метки водой, перемешивали и через 10 минут измеряли оптическую плотность растворов при 440 нм в кюветах с толщиной поглощающего слоя 10 мм, относительно раствора сравнения. В качестве раствора сравнения использовали раствор, содержащий в 100 мл 0,4 мг никеля.

Обработка результатов. Массовую долю никеля находили по калибровочному графику. Построение калибровочного графика. В мерные колбы вместимостью 100 мл помещали до 5 мл фонового раствора и 10; 12; 13; 14; 15; 16; 17 мл раствора Б, что соответствует 20; 24; 25; 28; 30;

32; 34% никеля и поступали так, как описано выше. Раствором сравнения служил раствор, содержащий 10 мл раствора Б. Фоновый раствор готовили следующим образом: в мерную колбу вместимостью 100 мл помещали 20 мл раствора А меди, 12 мл раствора А кобальта, 12 мл раствора А марганца, доводили до метки водой и перемешивали.

Определение массовой доли кобальта. 5 мл раствора X помещали в мерную колбу вместимостью 100 мл, добавляли 20 мл воды, 10 мл 50% раствора уксусно-кислого натрия, 10 мл 0,1% раствора нитрозо-Р-соли, перемешивая после добавления каждого реагента, нагревали до кипения и кипятили 3 минуты. Раствор слегка охлаждали на воздухе, добавляли 10 мл азотной кислоты (1:1) и кипятили 1 минуту. Растворы охлаждали, доводили до метки водой, перемешивали и измеряли оптическую плотность растворов при 520 нм в кюветах с

длиной поглощающего слоя 20 мм относительно раствора, содержащего все реагенты и 5 мл фонового раствора. Приготовление фонового раствора: 20 мл раствора А меди, 12 мл раствора А марганца, 50 мл раствора А никеля, доводили объем до 100 мл и перемешивали.

Обработка результатов. Массовую долю кобальта находили по калибровочному графику. Построение калибровочного графика. В мерные колбы вместимостью 100 мл помещали 3; 4; 5; 6; 7 мл раствора Б, что соответствует 3; 4; 5; 6; 7% кобальта и по 5 мл фонового раствора и поступали так, как описано ниже.

Относительная погрешность определения кобальта составила в среднем 1%, марганца – 0,3%, никеля – 0,5%. Диапазон определяемых массовых долей указанных элементов, а также допустимые расхождения между результатами двух параллельных определений для данной методики представлены в таблице 2.

Таблица 2
Допустимые расхождения для результатов двух параллельных определений массовой доли никеля, марганца и кобальта.

Определяемый элемент	Массовая доля X, %	Допустимые расхождения, %
Кобальт	4-6	0,2
Марганец	27-30	0,3
Никель	28-30	0,5

Для проверки правильности массовой доли марганца, никеля и кобальта использовались стандартизованные **методы**. [6, 7, 8, 11]

Сравнение результатов исследований со стандартизованными методами показало статистическую незначимость различия результа-

тов стандартизованных трудоемких методов и метода дифференциальной спектрофотометрии, который после метрологических исследований может быть рекомендован для контроля качества припоея на медной основе (табл. 3).

Таблица 3
Сравнительные результаты определений никеля, марганца, кобальта в припое ВПР-4
(n = 3; P = 0,95)

№ образца	Элемент	Определено % масс		
		Гравиметрический	Титриметрический	Спектрофотометрический дифференциальный
1	Никель	28,6 ± 0,2	28,4 ± 0,3	28,5 ± 0,5
2		28,2 ± 0,3	28,1 ± 0,2	28,5 ± 0,3
3		28,7 ± 0,5	28,7 ± 0,3	28,8 ± 0,3
1	Марганец		28,0 ± 0,2	27,6 ± 0,3
2			27,9 ± 0,2	27,9 ± 0,2
3			28,1 ± 0,2	28,0 ± 0,3
1	Кобальт		5,03 ± 0,05*	5,00 ± 0,05
2			5,03 ± 0,04	5,03 ± 0,05
3			5,06 ± 0,02	5,05 ± 0,05

*Контрольное содержание кобальта определено из отдельной навески атомно-абсорбционным методом по ГОСТ 12353-78

Выводы

1. Для контроля химического состава припоев на медной основе предложен дифференциально-спектрофотометрический экспрессный метод.

2. Уменьшение неопределенности результатов при градуировке спектрофотометра и количественного определения никеля, марганца и кобальта в припое, ввиду отсутствия стандартных образцов, близких по составу ВПР-4, построение градуировочных графиков необходимо проводить с помощью моделирующих растворов, приготовленных из высокочистых никеля, марганца, кобальта.

3. Методику можно рекомендовать для анализа припоев, не имеющих стандартных образцов, близких по составу.

4. После метрологической аттестации методика рекомендуется для апробации в аналитических лабораториях машиностроительных предприятий и, в первую очередь, – с авиационно-космическими технологиями.

Литература

1. Ткачев В. А. Изготовление паяльных панелей теплообменников [Текст] / В. А. Ткачев, А. К. Федючук, Н. Е. Калинина // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005, № 1 (17). – С. 5-11.

2. Рыльников В. С. Припои, применяемые для пайки материалов авиационного назначения [Текст] / В. С. Рыльников, В. И. Лукин. – М. : Труды ВИАМ. – 2013, № 8. – С. 1-10.

3. Пупышев А. А. Атомно-абсорбционные спектрофотометры высокого разрешения с непрерывным источником спектра. [Текст] / А. А. Пупышев // Аналитика и контроль: Научно-прикладной журнал по аналитической химии и аналитическому контролю. – 2008. – Т. 12, № 3-4. – С. 64-92 (УГТУ).

4. Пат. 78032. Україна МПК G01N33/29,

G01N21/73, G01NJ3/10, G01J3/42. Способ визначення легуючих елементів у сталях та сплавах [Текст] / Омельянчик Л. О., Синяєва Н. П., Луганська О. В., Пряхіна В. М., Курченко Л. Г. Заявник та власник патенту Державний вищий навчальний заклад «Запорізький національний університет Міністерства освіти і науки молоді та спорту України. № U201208610; заяв. 11.07.2012; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.

5. Степин В. В. Анализ черных металлов и сплавов [Текст] / В. В. Степин, В. И. Курбатова, Н. Д. Федорова. – М. : Металлургия, 1980. – 272 с.

6. ГОСТ 6689.2-92 Никель, сплавы никелевые и медно-никелевые. Методы определения никеля [Текст]. – введен 01.01.93. – М. : Изд-во Госстандарт России, 1992. – 11 с.

7. ГОСТ 6689.6-92 Никель, сплавы никелевые и медно-никелевые. Методы определения марганца [Текст]. – введен 01.01.93. – М. : Изд-во Госстандарт России, 1992. – 12 с.

8. ГОСТ 6689.6-92 Никель, сплавы никелевые и медно-никелевые. Методы определения кобальта [Текст]. – введен 01.01.93. – М. : Изд-во Госстандарт России, 1992. – 7 с.

9. Марченко З. Методы спектрофотометрии в УФ и видимой областях в неорганическом анализе [Текст] / З. Марченко, М. Бальцежак. – М. : БИНОМ. Лаборатория знаний. – 2014. – 711 с.

10. Пентин Ю. А. Основы молекулярной спектроскопии [Текст] / Ю. А. Пентин, Г. М. Курамшина. – М. : Мир; БИНОМ. Лаборатория знаний. – 2008. – 398 с.

11. Дворкин В. И. Метрология и контроль качества количественного химического анализа [Текст] / В. И. Дворкин. – М. : Химия, 2001. – 263 с.

12. Гармаш Л. В. Метрологические основы аналитической химии [Текст] / А. В. Гармаш, Н. М. Сорокина. – М. : МГУ. – 2012. – 47 с.

**Н.П. Синяєва, Л.О. Омельянчик, Л.П. Некрасова, О.В. Луганська.
Спектрофотометричне визначення вмісту нікелю, марганцю, кобальту з однієї наважки
в припой ВПР- 4**

*Запропоновано методику визначення хімічного складу припоя на основі міді (ВПР-4).
Основні компоненти сплаву: нікель, марганець, кобальт визначали дифференціальним спектрофотометричним методом з однієї наважки. Оптимальні умови проведення аналізу: аналізована наважка – 0,1 г, розчинник – суміш концентрованих кислот HCl і HNO_3 у співвідношенні 3:1. Абсорбцію забарвлених розчинів вимірювали на спектрофотометрі СФ46 у видимій області спектру.*

Марганець визначали за забарвленням Mn (VII) при довжині хвилі $\lambda_{max} = 540$ нм у кварцевій кюветі з довжиною поглинаючого шару 30 мм, розчин порівняння – фоновий розчин з вмістом у 200 см^3 0,2 мг марганцю.

Абсорбцію комплексної сполуки нікелю з диметилглюксимом вимірювали при довжині хвилі $\lambda_{max} = 440$ нм у кварцевій кюветі з довжиною поглинаючого шару 10 мм. Розчином порівняння служив фоновий розчин, що містив в 100 см^3 0,4 мг нікелю.

Кобальт визначали з реагентом нітрозо-Р-сіль. Абсорбцію вимірювали при довжині хвилі $\lambda_{max} = 520$ нм у кварцевій кюветі з довжиною поглинаючого шару 20 мм відносно розчину, який містить всі реактиви і 5 см³ фонового розчину.

Марганець, нікель, кобальт визначали з окремих аліквотних частин основного розчину.

Кількісне визначення всіх елементів проведено методом градуювального графіка з допомогою розчинів, моделюючих за складом досліджуваних зразків. Методика економічна, експресна і по точності порівняна до класичних стандартизованих методів – гравіметрії та титриметричних методів.

Ключові слова: диференціальний спектрофотометричний метод, припій, нікель, марганець, кобальт.

N.P. Sinyaeva, L.O. Omelyanchik, L.P. Nekrasova, O.V. Luganskaya. Spectrophotometric determination of nickel, manganese, cobalt in VPR-4 solder using a single sample

A method for determining the chemical composition of the copper-based solder (VPR-4) is proposed. The main components of the alloy: nickel, manganese, cobalt were determined by means of differential spectrophotometric method using a single sample. Optimal conditions for conducting of the analysis: a sample that is being analyzed (0.1 g), the solvent is a mixture of concentrated acids – HCl and HNO₃ with a ratio of 3 to 1. The optical density of stained solutions is measured using a spectrophotometer SF46 within the visible region of the spectrum.

Manganese was determined by staining Mn (VII) at a wavelength $\lambda_{max} = 540$ nm in a quartz cuvette with a length of the absorbent layer equal to 30 mm.

The reference solution – the background solution contained 0.2 mg/cm³ manganese per 200 cm³ of volume.

The optical density of the nickel-dimethylglyoxime complex was measured at $\lambda_{max} = 440$ nm in a quartz cuvette with a length of the absorbing layer equal to 10 mm. A reference solution served as the background solution and contained 0.4 mg of nickel per 100 cm³.

Cobalt was determined using a nitroso-2-salt reagent. The optical density was measured at a wavelength $\lambda_{max} = 520$ nm in a quartz cuvette with a length of the absorbing layer equal to 20 mm relative to the solution containing all the reagents and 5 cm³ of the background solution.

Manganese, nickel, cobalt were determined from separate aliquots of the stock solution.

The quantitative determination of all elements was conducted using the calibration graph method utilizing solutions that model the chemical composition of the solution being investigated.

The method is rapid and cost-effective and is comparable in accuracy to classic standardized methods such as gravimetry and titrimetry.

Key words: differential spectrophotometric method, solder, nickel, manganese, cobalt.

УДК 621.762

**И.А. ГУСАРОВА¹, А.М. ПОТАПОВ¹, В.П. СОЛНЦЕВ², Т.А. СОЛНЦЕВА²,
К.Н. ПЕТРАШ², В.А. НАЗАРЕНКО², Г.А. ФРОЛОВ², Т.А. МАНЬКО³**

¹*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное», Днепр*

²*Институт проблем материаловедения НАНУ, Киев*

³*Днепропетровский национальный университет, Днепр*

РАЗРАБОТКА ПОРОШКОВОГО СПЛАВА НА ОСНОВЕ НИХРОМА И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЖАРОСТОЙКИХ КОНСТРУКЦИЙ ВОЗВРАЩАЕМЫХ АЭРОКОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Разработана технология получения дисперсно-упрочненного порошкового сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3, определены его функциональные характеристики. Образец сплава испытан при рабочих температурах на стенде Института проблем прочности НАН Украины. Отработаны режимы пайки сплава, изготовлен макет кромки воздухозаборника из разработанного сплава. Показано, что имеющийся комплекс свойств позволяет использовать созданный сплав для аэрокосмических летательных аппаратов, многократно работающих в условиях экстремально высоких температур, развиваемых в условиях аэродинамического нагрева.

Ключевые слова: дисперсно-упрочненный никромовый сплав, высокие температуры, летательные аппараты

Введение

Развитие ракетно-космической техники движется в направлении создания частично или полностью возвращаемых конструкций, которые предназначены для многоразового использования. Важной проблемой при эксплуатации таких изделий является обеспечение их целостности при спуске в атмосфере, так как температуры на поверхности достигают 1100-1200 °C. Наиболее теплонапряженными конструкциями возвращаемого планера многоразовых транспортно-космических систем (ТКС) являются конструкции с большими углами атаки, к которым относятся носок и передняя кромка фюзеляжа, носок крыла, рулей высоты и направления, а также кромки воздухозаборника. Установлено, что существующие конструкционные металлические материалы не могут функционировать при многократных циклах воздействия таких экстремально высоких температур, и это является одним из сдерживающих факторов создания многоразовых аэрокосмических аппаратов. С целью существенного увеличения жаростойкости сплавов была выбрана технология порошковой металлургии для разработки дисперсно-упрочненных материалов, которые способны работать при максимально высоких температурах [1, 2].

Существующие порошковые дисперсно-упрочненные сплавы на основе никрома (РМ 1000, ЮИПМ-1200) имеют высокую плотность

и недостаточный уровень физико-механических характеристик при высоких температурах, что приводит к превышению массовых ограничений для изделий ракетно-космической техники.

Целью данной работы является разработка технологии получения нового порошкового дисперсно-упрочненного сплава с более высокими удельными характеристиками в рабочем диапазоне температур до 1200 °C.

1. Постановка задачи

Известно, что одновременное введение хрома и алюминия в сплавы никеля понижает их плотность, повышает жаростойкость и приводит к возрастанию характеристик длительной жаропрочности. Однако, при этом понижается пластичность, в связи с тем, что образуется упрочняющая фаза '(Ni₃Al) [3]. Для сохранения требуемых свойств в допустимых пределах был разработан сплав никеля ЮИПМ-NiCr20Ю3, содержащий 20% Cr, 3% Al, 1,5% Y₂O₃.

При отработке режимов изучали процессы уплотнения порошковых металлических смесей в стальных пресс-формах (рис.1).

Установлено, что при давлении прессования 500 МПа получаются достаточно плотные заготовки. Увеличение давления позволяет еще повысить их плотность, однако это часто приводит к расслоению массивных заготовок и выходу из строя стальных пресс-форм. В связи с этим выбрано удельное давление прессования 500-600 МПа.

Основным процессом, при котором формируется необходимый комплекс свойств порошкового материала, является спекание. Изучение закономерностей уплотнения заготовок при спекании показало, что в сплаве наблюдается усадка. Максимальная относительная плотность и усадка заготовок достигаются при температурах порядка 1275 °C и относительной плотности прессовок 75,5-76,25% (рис. 2). После спекания они составляют 86,5 и 13,5% соответственно. Полученные заготовки с такой относительной плотностью имеют в своей структуре закрытую и открытую пористость.

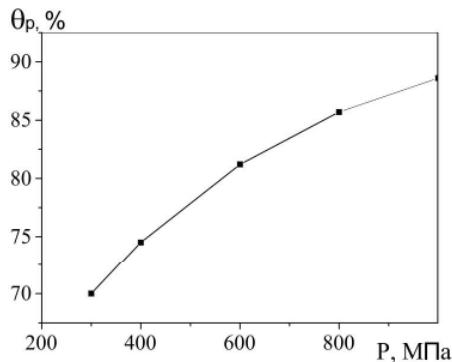


Рис. 1. Зависимость относительной плотности прессовок θ_p от давления прессования Р в стальных пресс-формах с двухсторонним приложением нагрузки

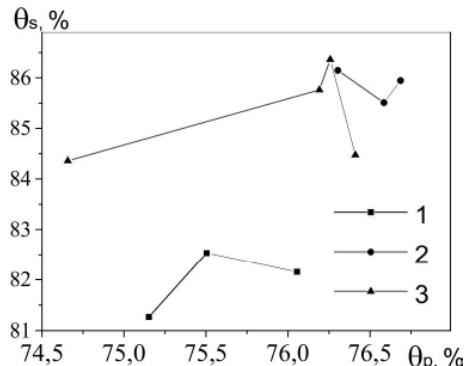


Рис. 2. Зависимость относительной плотности заготовок при спекании θ_s от исходной плотности прессовок θ_p при температурах спекания:
1 - 1250 °C; 2 - 1275 °C; 3 - 1300 °C

2. Прокатка заготовок

Поскольку получить заготовки нужной плотности пропорционально увеличивая давление прессования не удается, то для повышения плотности необходимо введение операции допрессовки или прокатки. Использование допрессовки на крупных образцах нецелесообразно, поскольку идет повышенный износ пресс-формы. В связи с этим предпочтительным процессом является прокатка.

Наличие открытой пористости не позволяет нагревать материал под прокатку в открытой

атмосфере воздуха. При нагреве на воздухе при температуре выше 1000 °C происходит насыщение структуры кислородом, что приводит к охрупчиванию заготовок. Для использования горячей прокатки необходимо, чтобы пористость в образце была закрытой, что наблюдается при относительной плотности образцов больше 90%. Вследствие этого на начальном этапе была использована холодная прокатка.

При холодной прокатке степень обжатия материала спеченных заготовок зависит от их высоты. Заготовки высотой 36 мм допускают степень обжатия не более 10% по высоте. При обжатии более 12% наблюдается образование макроскопических трещин в средней части образца, параллельных поверхности обжатия (рис. 3). Поскольку образцы после спекания имеют переменную плотность по сечению с максимальной пористостью в данной зоне. На образцах меньшей высоты и с плотностью более 90% разрушение происходит только при степенях обжатия более 30%.



Рис. 3. Вид заготовки, подвергнутой обжатию при прокатке более 10%

Исследование микроструктуры образцов, подвергнутых предельной деформации, показало возникновение большого количества плоских микроскопических трещин (рис. 4). Процесс разрушения материала идет по всему объему, поэтому в зависимости от размеров заготовки, вида прокатного оборудования, диаметра валков, скорости прокатки устанавливается оптимальная величина обжатия заготовки как после спекания, так и после последующих отжигов.



Рис. 4. Микроструктура материала, подвергнутого обжатию при прокатке более 30%

На последующих стадиях прокатки на заготовках с закрытой пористостью была опробована горячая прокатка. Экспериментальные исследования показали, что горячая прокатка приводит к развитию образовавшихся трещин (рис. 5).



Рис. 5. Вид заготовки, подвергнутой обжатию более 10% в процессе горячей прокатки при 1100 °C

Проведенные исследования показали, что необходимые параметры прокатанных образцов получаются при холодной прокатке со степенями обжатия не более 10% и последующего снятия наклена путем отжига при температуре не менее 1200 °C. Отжиг на начальной стадии при наличии в материале открытой пористости необходимо проводить в защитной атмосфере (инертные газы или вакуум). На последующих стадиях допускается проводить отжиг и на воздухе. Образцы после охлаждения на воздухе имеют черный цвет, обусловленный образованием на поверхности шпинели, которая препятствует дальнейшей прокатке. Поскольку в вакууме при нагреве шпинель распадается и на поверхности остается чистый оксид хрома, целесообразно использовать отжиг в вакуумной печи на всех стадиях прокатки.

После спекания или отжига в вакуумной печи в течение двух часов образцы охлаждаются на воздухе с образованием в процессе закалки твердого раствора. Рентгенографические исследования подтверждают структуру идеального твердого раствора (рис. 6).

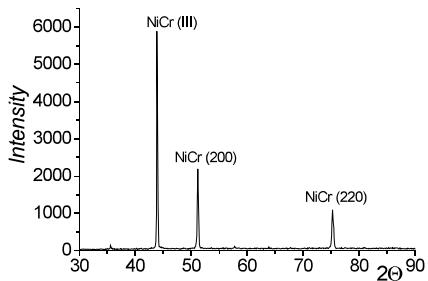


Рис. 6. Рентгенограмма сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3

С помощью экспериментов определены следующие режимы прокатки сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3 на стане ДУО 500 при комнатной температуре: 5 циклов – прокатка вдоль образца, деформация за проход 2-3%, последний цикл прокатки – в поперечном направлении. Промежуточные отжиги при 1200 °C в течение

2 часов в вакуумной печи после каждого цикла прокатки.

После трех циклов холодной прокатки с промежуточными отжигами при 1200 °C пористость уменьшается до 7,3-7,4%. При последующих циклах прокатки пористость еще уменьшается, и необходимая пористость менее 3% достигается после пятого цикла. При этом плотность сплава составляет 7450-7500 кг/м³.

2. Физико-механические характеристики сплавов никрома

На полученных образцах были определены физико-механические характеристики сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3 в диапазоне температур 20-1200 °C (табл. 1). Установлено, что предел прочности сплава при растяжении при комнатных температурах составляет 1020 МПа. Его удельная прочность при этих температурах превышает данный параметр ранее разработанного сплава ЮИПМ-1200 в полтора раза, а при повышенных температурах более чем в два раза.

Таблица 1

Физико-механические характеристики сплавов никрома

Характеристика	T, °C	ЮИПМ-1200	ЮИПМ-NiCr20Al3
Плотность		8300	7900
Предел прочности при растяжении, σ_b , МПа / МПа/кг	20	738/0,09	1020/0,13
	800	237/0,03	542/0,07
	1100	45	-
	1200	-	40
Предел текучести, $\sigma_{0,2}$, МПа	20	364	624
	800	228	457
	1100	40	-
	1200	-	35
Относительное удлинение, δ , %	20	36,5	21
	800	36,7	18,1
	1100	32,8	18
	1200	-	18
Относительное сужение, ψ , %	20	34,2	22
	800	32,6	19
	1100	19,0	-
	1200	-	20

3. Высокотемпературные испытания сплава и измерение макро- и микротвердости

Для проверки работоспособности созданного сплава в условиях, имитирующих эксплуатационные, было проведено экспериментальное определение газотермической и механической стойкости материала в условиях воздействия высокотемпературного газового потока на газодинамическом стенде Института проблем

прочности НАН Украины. На рисунках 7, 8 представлены испытательные камеры газодинамического стенда и испытуемый образец.



Рис. 7. Камеры газодинамического стенда



Рис. 8. Образец сплава перед испытаниями

Материал испытывали при максимальных тепловых нагрузках планера, реализующихся на кромках воздухозаборника. На рисунке 9 показано изменение температуры газового потока (1) и материала образца-свидетеля кромки (2) при проведении испытаний, а также температуры газового потока при штатных условиях эксплуатации материала (3). На рисунке 10 показано изменение температуры на образце-свидетеле и образце из порошкового сплава в цикле теплового нагружения при испытаниях.

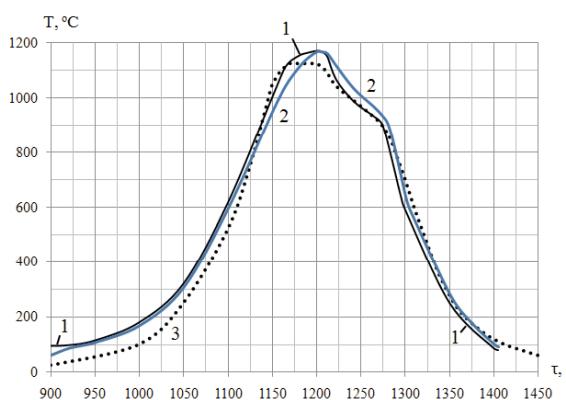


Рис. 9. Изменение температуры при испытаниях:
1 – газового потока; 2 – кромки образца-свидетеля;
3 – газового потока при эксплуатации

После двух циклов испытаний с максимальной температурой 1150 °С изменения геометрических размеров и эрозионного уноса не выявлено.

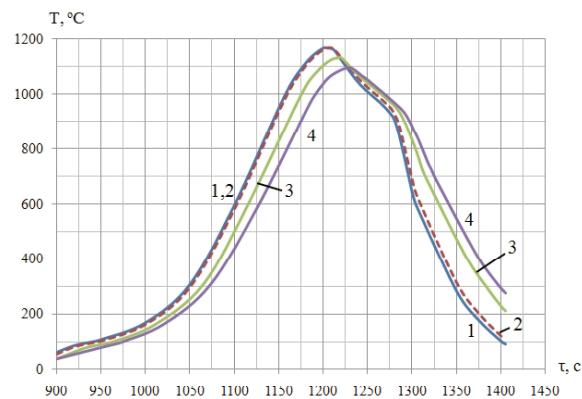


Рис. 10. Изменение температуры на образце-свидетеле
(1 – кромка; 2 – удаление 3 мм от кромки; 3 – тыльная
часть) и образце из порошкового сплава (4) при
испытаниях

С целью исследования влияния высокотемпературного газового потока на механические свойства сплава определяли изменение макро- и микротвердости до и после испытаний.

Для определения макротвердости применяли портативный твердомер COMPUTEST SC производства фирмы ERNST (Швейцария). Измерения твердости производили по Роквеллу по шкале C(HRC). Нагрузка на алмазный индентор, изготовленный в виде конуса с углом при вершине 100°, составляла 49 Н (табл. 2).

Таблица 2
Значения макротвердости по Роквеллу

Твердость по Роквеллу, шкала HRC			
До испытаний			После испытаний
1	2	3	среднее
35,7	36,1	35,3	35,7
32,4	34,1	33,9	33,4

После испытаний отмечено незначительное снижение значения твердости (33,4 HRC) по сравнению со значениями твердости до испытаний (35,7 HRC), которое составляет 6-7%.

Измерения микротвердости проводили на приборе ПМТ-3 на микрошлифах при 500^х вдавливанием алмазной четырехгранной пирамидки с углом в вершине 136° при нагрузке 100 г и получали отпечаток.

Полученные значения микротвердости приведены в табл. 3. Микротвердость составляет 3 ГПа. Изменение значений микротвердости после испытаний составляет 6-7% и практически находится в пределах разброса данных, что обусловлено частичным прохождением процессов снятия наклена после деформационного упрочнения.

Анализ результатов показывает, что незначительное снижение микротвердости и макротвердости (6-7%) свидетельствует о сохранении проч-

ностных свойств материала после двукратного воздействия высокотемпературного газового потока. Таким образом материал показал требуемую термостойкость в высокотемпературном газовом потоке и может быть использован для изготовления жаростойких конструкций планера ТКС.

Таблица 3
Значения микротвердости

Микротвердость, H_μ , ГПа			
До испытаний	После испытаний		
2,69; 2,69;	сред- нее	2,82; 2,82;	сред- нее
2,96; 3,45;		2,89; 2,89;	
3,11; 2,96;		2,89; 2,89;	
3,19; 3,45;	3,06	2,89; 2,82;	2,83
3,03; 3,03		3,11; 2,25	

Анализ результатов показывает, что незначительное снижение микротвердости и макротвердости (6-7%) свидетельствует о сохранении прочностных свойств материала после двукратного воздействия высокотемпературного газового потока. Таким образом материал показал требуемую термостойкость в высокотемпературном газовом потоке и может быть использован для изготовления жаростойких конструкций планера ТКС.

4. Изготовление макета воздухозаборника прямоточного воздушно-реактивного двигателя

Отработка технологии изготовления проводилась для фрагмента кромки воздухозаборника прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ПВРД) планера ТКС (рис. 11).

Для получения заготовки требуемых размеров был разработан метод термореакционной пайки, так как дисперсно-упрочненные сплавы имеют не удовлетворительную свариваемость.



Рис. 11. Макет кромки воздухозаборника из сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3

При пайке сплава с применением алюминиевой фольги толщиной 13 мкм проявился нелинейный характер термореакционного взаимодействия (рис. 12) – на поверхности видно образование пространственно организованных структур, по-видимому, обусловленных нелинейным законом взаимодействия. Соединение образцов некачественное. Увеличение толщины фольги до 50 мкм приводит к образованию на

поверхности одного из сопряженных образцов слоя тугоплавкого интерметаллида NiAl (рис. 13), что подтверждается рентгенографическим анализом.



Рис. 12. Поверхность образцов ЮИПМ-NiCr20Ю3 в области пайки при 1300 °C алюминием

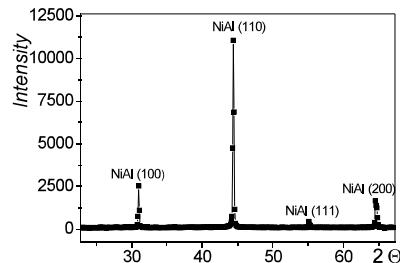


Рис. 13. Рентгенограмма зоны пайки алюминием

Это соединение образуется за счет высоких скоростей его синтеза и кристаллизации [4]. Введение в припой титана позволило увеличить продолжительность существования жидкой фазы и прочность соединения. Наблюдается мощное проявление действия капиллярных сил, что приводит к сдвигу соединяемых образцов (рис. 14). Оптимизация припоя позволила установить состав, который при 1300 °C образует прочное соединение и кристаллизуется в процессе получасовой выдержки при этой температуре.



Рис. 14. Паяные образцы никрома с 20% Cr, 3% Al, 1.5% Y_2O_3

Припой требуемого состава получался прокаткой прессовок из соответствующих порошков. Все компоненты порошкового припоя являются основными легирующими металлами при разработке никромовых сплавов.

После пайки образцы подвергались прокатке с обжатием 20%. При этом разрушения образцов и образования трещин не происходило. На рисунке 15 видна мелкозернистая микроструктура зоны пайки.



Рис. 15. Микроструктура зоны пайки.
Увеличение 1000 \times

Мехобработка сплава ЮИПМ-NiCr20Ю3 проводилась на заготовках, отожженных при температуре 1250 °C в течение 2 часов. Контроль качества отжига осуществляется путем измерения твердости по Роквеллу шкала С. Величина твердости должна быть практически равна нулю. Фрезерование ведется твердосплавными фрезами на режимах, предназначенных для резания нержавеющей стали. В результате механической обработки получен макет кромки воздухозаборника (рис. 11).

Заключение

Таким образом, разработан новый дисперсно-упрочненный порошковый сплав ЮИПМ-NiCr20Ю3 с плотностью 7900 м³/кг и прочностью при комнатной температуре 1020 МПа, а при 800 °C – 542 МПа. Сплав имеет достаточную пластичность, что позволяет его обрабатывать давлением, и паяется при температуре 1300 °C припом, компоненты которого явля-

ются основными упрочнителями никромовых сплавов. Из сплава ЮИПМ-НХ20Ю3 изготовлен технологический макет фрагмента кромки воздухо-заборника прямоточного воздушно-реактивного двигателя.

Имеющийся комплекс свойств позволяет использовать этот сплав в жаропрочных конструкциях изделий ракетно-космической техники, многократно работающих в условиях экстремально высоких температур.

Литература

1. Шульга А.В. Структура и свойства быстрозакаленных нержавеющих сталей [Текст] // Сб. трудов. Научная сессия МИФИ-2001.– М.:–2001. –Т.9. –С.79-80.
2. Шульга А.В. Поведение бора и углерода в жаропрочных сложнолегированных никелевых сплавах [Текст] // Сб. трудов. Научная сессия МИФИ-2003. –М.: –2003. –Т.9. –С.151-154.
3. Коломыцев П.Т. Высокотемпературные защитные покрытия для никелевых сплавов [Текст]. – М.: Металлургия. –1991. – 237 с.
4. Солнцев В.П. Термокинетика реакционных процессов, инициированных контактным плавлением в порошковых металлических смесях на основе никеля с алюминием [Текст] / В.П. Солнцев, В.В. Скороход, К.М. Петраш, Т.А. Солнцева // Адгезия расплавов и пайка материалов, 2014.–№ 47.– С. 25-34.

Поступила в редакцию 24.05.2017 г.

I.O. Гусарова, О.М. Потапов, В.П. Солнцев, Т.О. Солнцева, К.Н. Петраш, В.А. Назаренко, Г.О. Фролов, Т.А. Манько. Розробка порошкового сплаву на основі ніхрома і технології виготовлення жаростійких конструкцій аерокосмічних апаратів, що повертаються

Розроблено технологію отримання дисперсно-зміщеного порошкового сплаву ЮПМ-НХ20Ю3, визначено його функціональні характеристики. Зразок сплаву випробуваний при робочих температурах на стенді Інституту проблем міцності НАН України. Відтрачено режими пайки сплаву, виготовлено макет кромки повітродобірника з розробленого сплаву. Показано, що наявний комплекс властивостей дозволяє використовувати створений сплав для аерокосмічних літальних апаратів, які багаторазово працюють в умовах екстремально високих температур, що розвиваються в умовах aerodinamічного нагріву.

Ключові слова: дисперсно-зміщений ніхромовий сплав, високі температури, літальні апарати.

I.A. Gusarova, A.M. Potapov, V.P. Solntsev, T.A. Solntseva, K.N. Pet rash, V.A. Nazarenko, G.A. Frolov, T.A. Manko. Nickel-basedpowder alloysandthe technology ofheat-resistant structures of returned aerospacecraftsdevelopment

The technology of obtaining the dispersed-hardened powder alloy YUIPM-NiCr20Cu3 is developed, its functional characteristics are determined. The alloy sample was tested at operating temperatures at the Institute of Strength Problems stand of the National Academy of Sciences of Ukraine. The modes of alloy soldering have been worked out, the mock-up of the air intake edge from the developed alloy has been prepared. It is shown that the existing complex of properties makes it possible to use the created alloy for aerospace aircraft, which repeatedly operate under extremely high temperatures, developed under aerodynamic heating conditions.

УДК 669.715

**Н. Е. КАЛИНИНА¹, В. Т. КАЛИНИН², М. В. ГРЕКОВА³, Т. В. НОСОВА¹,
М. В. ГУЧЕНКОВ³**

¹ Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепр

² Национальная металлургическая академия Украины, Днепр

³ ГП «КБ «Южное», Днепр, Украина

ВЛИЯНИЕ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ СТРУКТУРЫ АЛЮМИНИЯ ДИСПЕРСНЫМИ КОМПОЗИЦИЯМИ

С целью измельчения структуры алюминия, являющегося основой высокопрочных сплавов для авиационной и космической техники, проведены эксперименты по модифицированию нанодисперсными композициями на основе карбидов, нитридов и карбонитридов: титана, ванадия, кремния. Материалом для исследования служил технический алюминий марок А5, А97 и сплав Д16. Варьировали температуру литья и скорость вытягивания слитков из кристаллизатора. Использовали как твердую, так и жидкую шихту на основе чистого алюминия. Определяли содержание водорода в исходном и модифицированном алюминии. Установлено резкое измельчение зерна в модифицированном нанопорошками алюминии с применением твердой шихты. Получение мелкозернистой структуры и низкой пористости алюминиевых отливок на твердой шихте способствовало повышению предела прочности на 20% при высоком относительном удлинении по сравнению с немодифицированным состоянием. Цель работы – установить влияние твердой и жидкой шихты, модификации нанодисперсными композициями на зеренную структуру и свойства алюминия и его сплавов.

Ключевые слова: алюминиевый сплав, шихта, модifikator, структура, зерно, механические свойства.

Введение

При непрерывном литье слитков из технического алюминия и деформируемых алюминиевых сплавов в настоящее время используют жидкую шихту [1, 3] — жидккий алюминий, получаемый в электролизерах, который без обычной разливки в чушки сливают в печи для дальнейшей подготовки к литью. В жидком алюминии отсутствуют или теряют активность потенциальные центры кристаллизации [2]. Формируется крупнокристаллическая зеренчатая структура слитков, что может привести в процессе затвердевания отливок к возникновению в них трещин [3], а также к ухудшению технологичности при переработке слитков в профильную и листовую продукцию. При понижении температуры расплава кристаллизационная способность частично восстанавливается [4, 5].

Экспериментальная часть

Роль агрегатного состояния шихты видна из экспериментов по отливке слитков сечением 60×100 мм из технического алюминия марки А5 при температуре литья 993 К и скорости вытягивания 0,22 м/с. Часть слитков отливали с использованием жидкой шихты — алюминия

А5, температура расплава которого при отборе из электролизера составляла 1123–1143 К. Другую часть отливали из твердой шихты — алюминия той же плавки, но разлитого в чушки и впоследствии расплавленного. Алюминий перед литьем рафинировали 0,3% флюса (КС1, NaCl, Na₃AlF₆). Было установлено, что содержание водорода в алюминии, отобранным из электролизера, составляет $0,30 \cdot 10^{-4}$ %, тогда как в алюминии, полученном расплавлением чушек, оно уменьшается в 1,4 раза до $0,22 \cdot 10^{-4}$ %. Это объясняется понижением растворимости водорода в закристаллизованном алюминии [5]. Величина зерна в поперечном сечении слитков оказалась мельче при использовании твердой шихты: по периферии — в 3 раза, в промежуточной зоне — в 2 раза и в центральной зоне — в 10 раз.

Очевидно, что более мелкая структура и пониженное газосодержание, в результате чего снижается газонасыщенность границ зерен и уменьшается вероятность образования пористости, приводят к получению более высокого уровня механических свойств слитков, отлитых с использованием твердой шихты. Так, временное сопротивление $\sigma_{\text{в}}$ образцов, вырезанных из промежуточной и центральной зон слитков,

при их получении на твердой шихте выше этой характеристики слитков на жидкой шихте соответственно на 20 и 18%; для периферии значения прочности близки. Относительное удлинение выше для всех трех зон при работе на твердой шихте соответственно на 22, 18 и 35% (таблица 1).

Таблица 1
Размер зерна и механические свойства алюминия А97 в зависимости от модифицирования и состояния шихты

Сплав	σ_b , MPa	δ , %	Площадь зерна, мм^2
A97 исходный	78	40	3,8
A97 модифицированный Ti(CN) на жидкой шихте	85,8	38	2,4
A97 модифицированный Ti(CN) на твердой шихте	93,6	36	0,9

Влияние жидкой шихты проявляется и при использовании для модифицирования нанодисперсных порошков ряда химических соединений, получаемых методом плазмохимического синтеза [6, 8]. Их отличительной особенностью являются малые размеры частиц (50...100 нм). Ввиду затруднений с прямым введением наночастиц в расплав (низкая температура окисления и возгорания, высокая способность к пылеобразованию, наличие на зеркале жидкого алюминия пленки прочного оксида алюминия) нанопорошки вводили в жидкий алюминий в объеме модифицирующего прутка, отпрессованного из порошка и гранул алюминия по специально разработанной технологии. Высокая модифицирующая способность нанопорошков нитридов и карбидов, приводящая к предотвращению возникновения трещин в донной части крупногабаритных слитков из алюминия, установлена в работе [7].

Алюминиевые сплавы Д16 получали в 20-т миксере. Сплав отбирали из форкамеры в меженный, окрашенный защитной краской тигель, и при выдержке его в расплаве (993 К) вводили в него модифицирующие прутки диаметром 10 мм, содержащие нанопорошки.

Аналогичные пробы заливали из того же сплава, но предварительно залитого в заготовки, впоследствии переплавленные. Плавки при использовании твердой шихты проводили в алюндовых тиглях в электрической печи сопротивления. Количество вводимого прутка было принято таким, чтобы содержание нанопорошков в алюминии не превышало 0,05%. Оценку зеренной структуры проводили на продольных сечениях проб диаметром 30 мм высотой 120 м, отлитых в кокиль.

Изучение структуры проб показало, что результатом применения жидкой шихты является более крупнозернистое строение. Замена жид-

кой шихты на твердую приводит к уменьшению величины зерна, к этому близки эффекты и от введения прутков из слитков и гранул. Значительный эффект измельчения проявляется при введении нанопорошков. Меньший из них дает V(CN) (в 4 раза), больший — SiC (в 10 раз) и B₄C (в 10 раз). Нанопорошковые модификаторы более эффективно работают при использовании твердой шихты.

В следующей серии экспериментов в качестве жидкой шихты использовали алюминий марки А97 с температурами перегрева 973 и 1333 К. Модифицирование проводили нанодисперсным Ti(CN). Оценку зеренной структуры проводили по поверхности шлифов донной части технологических проб диаметром 54 мм, высотой 30 мм, отлитых в стальное кольцо, установленное на алюндовую плиту.

Анализ структуры проб показал, что в случае заливки с 973 К неперегретого и немодифицированного алюминия средняя площадь зерна составляет 3,8 мм^2 , а перегретого до 1333 К и залитого с этой же температуры — увеличивается до 31,0 мм^2 (в 8 раз). В результате введения порошка Ti(CN) в перегретый до 1333 К и залитый с этой же температурой алюминий зерно уменьшается до 3 мм^2 , что в 1,2 раза меньше исходного состояния и в 9 раз меньше, чем зерно пробы, отлитой из перегретого немодифицированного расплава. При модифицировании нанопорошком Ti(CN) расплава с низкой температурой (973 К) и заливке с этой же температурой зерно уменьшается еще больше — до 2,4 мм^2 . Наибольший же эффект измельчения структуры перегретого расплава достигается в результате модифицирования Ti(CN) с последующим введением 25-30% твердого алюминия марки А97 и при заливке с пониженной до 973 К температурой — до 0,9 мм^2 , что меньше как исходного, так и перегретого и немодифицированного состояния. Очевидно, в этом случае в дополнение к прямому модифицированию происходит влияние твердой шихты.

При модифицировании алюминиевых сплавов небольшими добавками титана, циркония или совместно титана с бором эффект измельчения зерна зависит от четырех основных факторов: исходного состояния вводимых добавок (применимых материалов), времени выдержки и температуры модифицируемого расплава, количества введенного модификатора и способа введения модифицирующих материалов. Модифицирующие элементы можно вводить лигатурой, смесью солей, газообразными веществами и лигатурным прутком в процессе литья. Все эти способы введения модификаторов

ров широко апробированы в металлургической промышленности.

Для модифицирования алюминиевых сплавов широкое применение находит совместная добавка титана и бора, которая в настоящее время является самым сильным модификатором. Применение титана как модификатора достаточно полно описано у М. В. Малыцева [1]. Однако нужно отметить, что опыт непрерывного литья слитков показывает нестабильность модифицирования только добавками титана с точки зрения получения оптимального размера зерна в результате влияния различных технологических параметров.

Наиболее широкое распространение в практике литья нашла лигатура Al – 5% Ti – 1% В. Как показали исследования, в этой лигатуре содержатся частицы TiB_2 и $TiAl_3$. Хотя по своему стехиометрическому составу соединение TiB_2 состоящее из одной части бора и 2,2 частей титана, все же в лигатуре на пять частей титана приходится только одна часть бора. Считается, что при таком соотношении компонентов обеспечивается наибольшая эффективность лигатуры. Как известно, модифицирующая способность лигатуры снижается пропорционально времени выдержки расплава. При использовании лигатуры с 1% В или с более высоким его содержанием наблюдается осаждение частиц TiB_2 на подину печи. Для таких технологических процессов рекомендуется применять лигатуру с 5% Ti и 0,5% В, которая по сравнению с лигатурой 5% Ti и 1% В менее склонна к ликвации тугоплавких частиц, находящихся в более дисперсном виде. Рекомендуются следующие добавки титана и бора для сплавов разных систем [1] (таблица 2).

Таблица 2

Содержание титана и бора в исследуемых сплавах

Сплав	Ti, %	B, %
A5	0,003 – 0,01	0,0006 – 0,002
A97	0,0025 – 0,01	0,0005 – 0,002
D16	0,005 – 0,015	0,001 – 0,003

Содержание добавок по верхнему пределу рекомендуется для изделий с большим поперечным сечением, ибо в этом случае сильнее проявляется наследственное влияние исходной структуры слитка на структуру и свойства полуфабриката.

В литературе нет единого мнения об оптимальном соотношении содержания в лигатуре титана и бора. По нашим данным, наиболее сильный эффект измельчения наблюдается при отношении содержания титан к бору 5:1.

Лигатуру в виде прутка диаметром 9,5 мм непрерывно вводили в струю алюминия, протекающего по литейному желобу, непосредственно перед подачей в кристаллизатор. Рекомендовано согласовывать скорость подачи лигатуры со скоростью разливки алюминия для обеспечения растворения вводимого количества твердого материала. Так, пруток лигатуры Al – 5% Ti – 1% В погружали со скоростью 387 мм/мин в протекающий по желобу расплав алюминия. Температура литья алюминия 980 К, расход расплава 191 кг/мин. Модифицированные таким образом слитки содержали 0,002% Ti в форме борида и алюминида титана. Преимущества использования лигатурного прутка: достигается оптимальное измельчение структуры слитков при меньшем расходе материала прутка, чем расход аналогичной лигатуры; полное усвоение модификатора; исключение весовой ликвации частиц TiB_2 .

В настоящей работе были исследованы закономерности проникновения дисперсных частиц, не смачиваемых расплавом алюминия (краевой угол выше 90°), вглубь жидкости. Для теоретического описания условий проникновения дисперсных частиц в расплавленный алюминий использованы закономерности, полученные для описания проникновения сферической частицы вглубь капли.

Работа проникновения частицы вглубь жидкой фазы, связанная с преодолением сил поверхностного натяжения, выражается формулой:

$$W_{\Pi} = \frac{8}{3} \pi r^2 \sigma_{\text{жг}} \cos \beta, \quad (1)$$

где r – радиус частицы;

β – угол между направлениями поверхностного натяжения твердого тела $\sigma_{\text{тг}}$ и $\sigma_{\text{жг}}$.

В сумме с краевым углом угол составляет 180°, т.е. $\theta + \beta = 180^\circ$. Значения угла при различных условиях равны: для не смачиваемых частиц $\beta = 0$; для полностью смачиваемых частиц $\beta = 180^\circ$; для частично смачиваемых частиц $0 \leq \beta \leq 180^\circ$.

Проникновение твердых частиц в кольцо жидкости может произойти тогда, когда кинетическая энергия частицы больше, чем работа, затрачиваемая на преодоление поверхностных сил:

$$W_k > W_{\Pi}. \quad (2)$$

При соблюдении условия (2) происходит проникновение частицы вглубь жидкости. Если условие (2) не соблюдается, то частица не может проникать вглубь жидкости.

Таким образом, зная радиус частицы наполнителя r и плотность ρ , можно получить

уравнение для расчета критического значения скорости проникновения дисперсной частицы в жидкость:

$$v_k = 2 \sqrt{\frac{\sigma_{жг} \cos(180 - \theta)}{r\rho}} . \quad (3)$$

Проведенные расчеты показали, что существуют пороговые значения критической скорости проникновения дисперсных частиц в расплав алюминия при использовании жидкокомпозиционных процессов высокоскоростного замешивания наполнителя в расплав.

Заключение

Проведены эксперименты влияния вида шихты (твердой и жидкой) на структуру и механические свойства технически чистого алюминия марок А5, А97 и сплава Д16. Установлено преимущество твердой шихты при выплавке слитков алюминия по снижению пористости и измельчению зерна по сравнению с использованием жидкой шихты.

С целью дальнейшего измельчения зерна слитков применено модифицирование расплавов нанодисперсными композициями Ti(CN), V(CN), SiC. Достигнуто измельчение зерна алюминия А5, А97 и сплава Д16 до 10 раз и повышение прочностных характеристик на 20% по сравнению с немодифицированным состоянием.

Исследовано модифицирующее влияние лигатуры системы Al-Ti-B. Установлена наибольшая эффективность модифицирования и измельчения зерна алюминия при соотношении Ti:B = 5:1. Изучены закономерности проникновения дисперсных частиц вглубь

расплава. Проведены работы пороговых значений критической скорости проникновения дисперсных частиц, модификатора в алюминиевый расплав.

Литература

1. Мальцев М.В. Модифицирование структуры металлов и сплавов [Текст] / М. В. Мальцев. – М.: Металлургия, 1984. – 282 с.
2. Бондарев Б. И. Модифицирование алюминиевых деформируемых сплавов [Текст] / Б.И. Бондарев, В.И. Напалков, В.И. Тарелкин. – М.: Металлургия, 1979. – 215 с.
3. Ершов Г.С. Строение и свойства жидких и твердых металлов [Текст] / Г.С. Ершов, В.А. Черняков. – М.: Металлургия, 1978. – 249 с.
4. Оно А. Затвердевание металлов [Текст] / А. Оно. – М.: Металлургия, 1980. – 147 с.
5. Чалмерс Б. Теория затвердевания [Текст] / Б. Чалмерс. – М.: Металлургия, 1986. – 287 с.
6. Богуслаев В.А. Авиационно-космические материалы и технологии [Текст] / В.А. Богуслаев, А.Я. Качан, Н.Е. Калинина, В.Ф. Мозговой, В.Т. Калинин. – Запорожье.: Мотор Сич, 2009. – 385 с.
7. Ганиев И.Н. Модифицирование силимиков стронцием [Текст] / И.Н. Ганиев, П.О. Пархунин, А.В. Вахобов. – Минск.: Наука и техника, 1985. – 143 с.
8. Сабуров В.П. Модифицирование сталей и сплавов дисперсными инокуляторами [Текст] / В.П. Сабуров Е.Н. Еремик, Л.И. Глушкова, А.Н. Черепанов. – Омск.: ОмГТУ, 2002. – 257 с.

Поступила в редакцию 12.07.2017 г.

Н. Є. Калініна, В.Т. Калінін, М.В. Грекова, Т.В. Носова, М.В. Гученков. Вплив шихтових матеріалів на подрібнення структури алюмінію дисперсними композиціями

З метою подрібнення структури алюмінію, який є основою високоміцних сплавів для авіаційної і космічної техніки, проведено експерименти по модифікуванню нанодисперсними композиціями на основі карбідів, нітридів і карбідонітрідів тугоплавких металів: титану, ванадію, кремнію. Матеріалом для дослідження служив технічний алюміній марок А5, А97 і сплав Д16. Змінювали температуру ліття та швидкість витягування злитків з кристалізатора. Використовували як тверду, так і рідку шихту на основі чистого алюмінію. Визначали вміст водню у вихідному і модифікованому алюмінії. Встановлено різке подрібнення зерна в модифікованому нанопорошками алюмінію із застосуванням твердої шихти. Отримання дрібнозернистої структури і низької пористості алюмінієвих виливків на твердій шихті сприяло підвищенню межі міцності на 20% при високому відносному подовженні в порівнянні з немодифікованим станом. Мета роботи – встановити вплив твердої і рідкої шихти, модифікування нанодисперсними композиціями на зерну структуру і властивості алюмінію та його сплавів.

Ключові слова: алюмінієвий сплав, шихта, модифікатор, структура, зерно, механічні властивості.

N. E. Kalinina, T.V. Kalinin, M.V. Grekova, T.V. Nosova, M.V. Guchenkov. Charge materials influence on grinding of aluminium structure by dispersed compositions

Experiments on the modification of nanodispersed compositions based on carbides, nitrides and carbidonitrides of refractory metals such as titanium, vanadium, and silicon have been carried out to refine the structure of aluminum, which is the basis of high-strength alloys for aviation and space technology. The material for the study was aluminum grade A5, A97 and D16. The casting temperature and the rate of drawing of the ingots from the crystallizer were varied. Both solid and liquid batch based on pure aluminum were used. The hydrogen content of the original and modified aluminum was determined. A sharp grinding of grain in modified aluminum nanopowders was established using solid charge. The obtaining of a fine-grained structure and low porosity of aluminum castings on a solid charge promoted an increase in the strength limit by 20% at a high relative elongation in comparison with the unmodified state. The purpose of this work is to determine the effect of solid and liquid charge, modification of nanodispersed compositions on the grain structure and properties of aluminum and its alloys.

Key words: aluminum alloy, charge, modifier, structure, grain, mechanical properties.

А.Н. МАРИНИНА, С.М. СТЕПАНЕНКО, В.Г. ХАРЧЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

АНАЛИЗ КОНТЕКСТА АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ СОГЛАСНО ТРЕБОВАНИЯМ СТАНДАРТА ISO 9001:2015

Существенным отличием стандарта ISO 9001:2015 от его предыдущей версии является требование о проведении организацией анализа среды своего функционирования (контекста). Рассматривается анализ контекста организации, позволяющий предусмотреть возможные риски, исходя из потребностей и ожиданий заинтересованных сторон. Предлагается потребности и ожидания заинтересованных сторон обязательно устанавливать адресными и конкретными, чтобы из них очевидно вытекали риски и возможности. Результаты этого анализа должны рассматриваться высшим руководством организации для принятия действий по устранению или минимизации возможных рисков, совершенствования системы менеджмента качества, повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции.

Ключевые слова: контекст, деловая среда, организация, внешняя среда, внутренняя среда, заинтересованные стороны, система менеджмента качества, процесс, риск.

1. Новая версия стандарта и новое требование по определению контекста организации

Новая версия стандарта ISO 9001:2015 [1] была принята в сентябре 2015 г. В стандарте изменена последовательность изложения требований, что связано с переходом ISO к единой структуре стандартов на системы менеджмента, отвечающей «Дополнению SL к Приложению 2 Директив ISO/IEC, Часть 1. Сводное дополнение к ISO, 2013 год» [2]. Данное дополнение нацелено на обеспечение согласованности стандартов ISO на различные системы менеджмента, что упрощает их внедрение организациям, которым необходимо соответствовать требованиям двух или более таких стандартов одновременно. В стандартах ISO на системы менеджмента установлена следующая унифицированная последовательность разделов: 1. Область применения, 2. Нормативные ссылки, 3. Термины и определения, 4. Контекст организации, 5. Лидерство, 6. Планирование, 7. Средства обеспечения, 8. Деятельность на стадиях жизненного цикла продукции и услуг, 9. Оценка результатов деятельности, 10. Улучшение.

Понятие «контекст организации» или «среда организации» было введено еще в 2009 г. стандартом ISO 9004 [3]. В стандарте указано, что среда – это «сочетание внутренних и внешних факторов и условий, которые могут повлиять на достижение целей организации и ее поведение в отношении заинтересованных сторон». Таким образом, согласно этому определению,

критериями для выявления влияющих факторов являются их связи с целями организации и ее взаимоотношениями с заинтересованными сторонами.

Для стандарта ISO 9001:2015 на системы менеджмента качества (СМК) требование определения контекста (деловой среды) организации является новым и, поэтому, представляет интерес для детального рассмотрения с точки зрения практического применения в СМК предприятий, сертифицирующих свои системы на соответствие этому стандарту.

2. Определение контекста организации

Любая организация находится и функционирует в определенной среде, которая создает риски или предоставляет дополнительные возможности в достижении организацией намеченных целей. Каждое действие организации возможно только в том случае, если среда допускает его осуществление. Совокупность всех факторов, относящихся к намерениям и стратегическому направлению организации и влияющих на ее способность достигать намеченных результатов, называется контекстом (деловой средой) организации.

Контекст организации необходимо определять для того, чтобы иметь возможность устанавливать источники возможных рисков и осуществлять деятельность по их устранению или максимальной минимизации. При определении контекста организации необходимо учитывать как внешний, так и внутренний контекст.

Внешний контекст (внешняя среда) – это совокупность активных хозяйствующих субъектов, экономических, общественных и природных условий, национальных и межгосударственных структур, других внешних условий и факторов, в окружении которых действует организация, и которые влияют на различные сферы деятельности организации. Внешняя среда обуславливает внешние факторы влияния – условия, которые организация не может изменить, но должна постоянно учитывать в своей работе: заинтересованность потребителей, правительства, складывающиеся экономические условия и так далее. Основные составляющие внешней среды это: конкуренты, потребители, поставщики, трудовые ресурсы, органы государственного регулирования и контроля, экономическая, политическая, научно-техническая, социокультурная, природная среда и т.п.

Внутренний контекст (внутренняя среда) – это взаимодействующие субъекты организации (подразделения и отдельные должностные лица), а также ситуационные факторы внутри организации. Основные переменные внутренней среды организации, которые требуют внимания руководства, это: цели, структура, задачи, технология и люди.

3 Потребности заинтересованных сторон

Для понимания контекста организации важно, прежде всего, определить категории и состав заинтересованных сторон, потребности которых по отношению к организации и будут составлять то «поле напряжения», которое влияет на деятельность организации и создает для нее определенные риски или дает дополнительные возможности для достижения устойчивого успеха в развитии в целом. В рамках определения контекста организации должны быть установлены все возможные заинтересованные стороны и выявлены их потребности и ожидания.

Только хорошо понимая потребности и ожидания заинтересованных сторон можно строить открытые отношения с потребителями, персоналом, поставщиками и партнерами, инвесторами, обществом, руководствуясь принципами деловой этики, поддерживая конкурентную среду и одновременно создавая условия для долгосрочного партнерства.

Число заинтересованных сторон может быть очень большим. Принимая во внимание то, что необходимо выявлять влияющие факторы и условия взаимодействия организации со всеми важными заинтересованными сторонами, целесообразно детализировать само понятие «заинтересованные стороны». Так, под потреб-

ителями можно понимать: как потенциальных потребителей, с учетом обобщенных требований и ожиданий которых организация планирует поставлять на рынок продукцию или оказывать услуги; так и заказчиков, которые уже разместили в организации свои заказы с конкретными требованиями на поставку продукции или оказание услуги. Под термином «клиенты» нужно понимать покупателей продукции (особенно постоянных) или заказчиков какой-либо услуги. Что касается владельцев, то это – физические или юридические лица, обладающие правом собственности в отношении данной организации, и у них тоже есть свои интересы и потребности. Акционеры – это владельцы акций организации, имеющей форму акционерного общества. Акции дают право их владельцам участвовать в выборе руководства организации и получении дивидендов, образуемых в результате распределения части прибыли организации [4].

Что касается поставщиков, то это – организации, занимающиеся поставками материалов, комплектующих изделий и другой необходимой организации продукции. В стандарте ISO 9001:2015, в частности, указано, что организация взаимодействует с «внешними поставщиками», которые осуществляют необходимые для ее деятельности внешние поставки процессов, продукции и услуг. Взаимодействуя с внешними поставщиками, организация должна вести мониторинг и управление такими поставками.

Для выполнения организацией требований по защите окружающей среды по профилю своей деятельности ей, возможно, нужно будет взаимодействовать с экологическими организациями, а в случае нарушения экологического законодательства с правоохранительными органами. Понятно, что в круг субъектов, с которыми взаимодействует организация и от интересов которых может в большей или меньшей степени зависеть успех самой организации, может входить существенно большее количество заинтересованных сторон.

Очень важно выработать критерий, по которому будет создаваться система участников – заинтересованных сторон и набор их потребностей, из которого можно выделить составляющие рисков и возможностей для организации. Приводимые в литературных источниках примеры (например, таблица из [4], часть которой воспроизведена в виде таблицы 1) оказываются малоинформативными для последующей их обработки, в силу стремления авторов к лаконичности представления информации в ущерб смысловой части. На наш взгляд, правильнее формулировать потребности и ожидания заин-

тересованных сторон так, чтобы сразу можно было сформулировать ответы на вопросы: «Чего ожидать от такой потребности? В чем риск или возможности от данной потребности?».

Таблица 1

Заинтересованные стороны, потребности, ожидания

Заинтересованная сторона	Потребности и ожидания
Потребители/ клиенты	Качество, цена и выполнение поставок продукции
Персонал организации	Хорошая рабочая среда. Охрана труда. Признание и вознаграждение.
Поставщики и партнеры	Взаимные выгоды и постоянство

Очевидно, что из того, что у абстрактных потребителей имеется потребность в качестве получаемой продукции, невозможно сделать вывод какие конкретные риски вытекают из этой потребности для организации при обеспечении этого самого качества. Правильнее установить конкретного потребителя конкретной продукции и его конкретные потребности, связанные именно с данной продукцией. Например, организация разрабатывает комплект конструкторской документации (КД) для изготовления авиадвигателя типа А на заводе Б. У завода Б есть заинтересованность в том, чтобы наряду с серийно изготавливаемыми и комплектуемыми двигателями типа А, он мог по спецзаказу изготавливать эксплозивные экземпляры с потребительскими свойствами на 10-15%, превышающими двигатели серийной комплектации. Такую возможность завод Б будет иметь, если в КД будут определены ключевые характеристики конфигурации и процессов изготовления, управление которыми позволит получить такое повышение потребительских свойств. Тогда, потребитель – это «Завод Б». Его потребности и ожидания – «Получить КД, в которой должны быть обязательно указаны конкретные ключевые характеристики, управление которыми обеспечит повышение потребительских свойств двигателя типа А на 10-15%». Отсюда сразу вытекают риски: организация не сможет назначить достаточное количество ключевых характеристик; в установленные сроки не успеет подтвердить экспериментально, что управление заданными ключевыми характеристиками даст ожидаемый эффект; для проведения подобных работ потребуются слишком большие финансовые затраты и так далее. С другой стороны, удовлетворение данной потребности откроет возможности для организации предлагать подобные ключевые характеристики в КД других типов двигателей для других потребителей, что

будет гарантировать конкурентоспособность новых проектов на современном международном рынке авиадвигательстроения. Из приведенного примера следует, что потребности и ожидания заинтересованных сторон надо устанавливать адресными и конкретными, чтобы из них очевидно вытекали риски и возможности.

В результате подобного анализа может быть установлено несколько десятков заинтересованных сторон, а их потребностей и ожиданий может оказаться несколько сотен.

4 Риск-ориентированный подход к менеджменту качества

Риск-ориентированный подход к менеджменту качества должен строиться на анализе возможных рисков, вытекающих из потребностей заинтересованных сторон и принятия мер по их устранению или минимизации [1]. Для этого, в рамках контекста организации все установленные потребности заинтересованных сторон должны быть классифицированы по направлениям влияния и ранжированы по степени важности для достижения конечных целей и задач организации. Риски предлагается ранжировать путем проведения экспертных оценок. Диапазон ранжирования может быть выбран в диапазоне от 1 до 10. Результатом должна стать таблица, содержащая перечень заинтересованных сторон, их потребностей и ожиданий, определенных на основании этих потребностей и ожиданий рисков и возможностей, а также направлений влияния этих рисков и их рейтинги.

Для рисков, относящихся к одному и тому же направлению влияния, определяется суммарный рейтинг направления по формуле:

$$R_H = \sum_{i=1}^n r_i, \quad (1)$$

где R_H – суммарный рейтинг направления;

r_i – рейтинг риска по отдельной потребности заинтересованной стороны по данному направлению.

Полученные по формуле (1) суммарные рейтинги направлений влияния анализируются с помощью диаграммы, реализующей принцип Парето: «20% усилий дают 80% результата». Для этого строится диаграмма, на которой по оси абсцисс (в порядке убывания суммарных рейтингов) располагаются направления влияния, по которым могут возникать риски. Начертив кумулятивную кривую (кривую Парето) – ломаную линию, соединяющую точки накопленных значений суммарных рейтингов, из диаграммы легко определить по каким направлениям в первую очередь необходимо

предпринимать шаги для устранения или минимизации возможных рисков. На рисунке 1 приведен пример анализа направлений влияния контекста организации с позиции рисков. Результат указывает, что в данном конкретном случае работы по устранению или минимизации рисков, в первую очередь, необходимо проводить по финансовому, техническому, технологическому, производственному и маркетинговому направлениям.

Таким образом, чтобы достичь устойчивого успеха путем удовлетворения потребностей и ожиданий своих заинтересованных сторон в течение длительного периода, организации требуется:

- определить заинтересованные стороны и поддерживать способность сбалансированно отвечать на их потребности и ожидания;
- для этого постоянно проводить мониторинг и анализ контекста организации;
- постоянно взаимодействовать с заинтересованными сторонами и анализировать их потребности;
- преобразовывать определенные потребности и ожидания в требования, из которых вытекают возможные риски;
- определять, оценивать и управлять кратко- и долгосрочными рисками, развертывать стратегию организации на их снижение;
- сконцентрироваться на улучшении процессов с целью обеспечения запросов заинтересованных сторон.

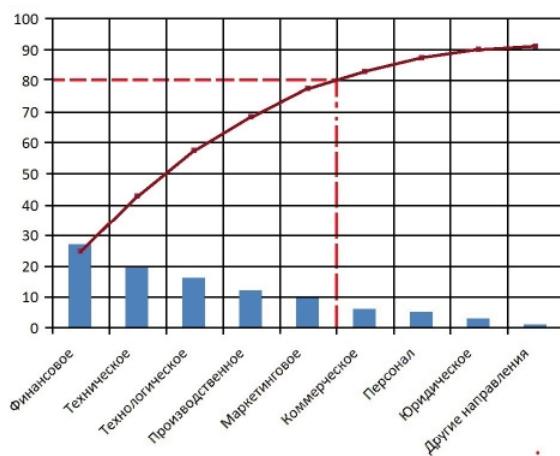


Рис. 1. Анализ приоритетности направлений влияния потребностей заинтересованных сторон

Вывод

При рыночной экономике любой организации недостаточно действовать только на уровне сложившихся традиционных условий. Ей следует создать конкурентные преимущества, которые привлекут дополнительное число потребителей и обеспечат необходимое развитие

для организации. Конкурентные преимущества организация получает благодаря полезным для потребителя отличительным свойствам ее продукции, предлагаемых услуг или форм деятельности по сравнению с предложениями конкурентов. Таких преимуществ можно добиться путем улучшения качества продукции и услуг, снижения их стоимости, сокращения сроков поставки и улучшения обслуживания продукции, увеличения гарантийных сроков и т.п., своевременно реагируя на потребности и ожидания заинтересованных сторон.

Анализируя факторы и условия, определяющие текущее конкурентное положение организации, а также тенденции и новинки, касающиеся продукции и услуг, опираясь на знания о существующем контексте организации, могут быть выдвинуты идеи и найдены способы практического получения конкурентных преимуществ. Найденные идеи служат основой для разработки и реализации стратегического направления деятельности организации на определенную перспективу.

Основополагающей составляющей СМК должно стать формирование сети процессов, обеспечивающих достижение основной и стратегических целей организации в рамках установленного контекста организации.

Организация должна постоянно проводить анализ собственного контекста, определять приоритетные действия для повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции с учетом потребностей и ожиданий заинтересованных сторон. Результаты анализа должны рассматриваться высшим руководством организации для принятия действий по устранению или минимизации возможно возникших рисков, препятствующих достижению намеченных целей.

Литература

1. ISO 9001:2015 Международный стандарт. Системы менеджмента качества - Требования [Электронный ресурс]. – Взамен ISO 9001:2008; введ. 15.09.2015. – Режим доступа: [http://pqm-online.com/assets/files/pubs/translations/std/iso-9001-2015-\(rus\).pdf](http://pqm-online.com/assets/files/pubs/translations/std/iso-9001-2015-(rus).pdf). – 28 с.
2. Филатов Е.И. Новые версии ISO 9000 и ISO 9001: основные изменения [Текст] / Е.И. Филатов // Методы менеджмента качества. – 2016. – № 5. – С. 36 – 42.
3. ISO 9004:2009 Международный стандарт. Менеджмент качества – Подход к управлению устойчивым успехом организации [Электронный ресурс]. – Взамен ISO 9004:2000; введ. 01.11.2009. – Режим доступа: portal.tpu.ru:7777/SHARED/t/TSOY/teach/Tab3/ISO%209004-2009.pdf – 57 с.

4. Камышев А.И. Анализ среды организации и формирование ее СМК по требованиям стандарта ISO 9001:2015. Часть 1. Анализ внешней

среды [Текст] / А.И.Камышев // Методы менеджмента качества.– 2016.– № 5.– С.28 – 35.

Поступила в редакцию 09.06.2017 г.

Г.М. Мариніна, С. М. Степаненко, В.Г. Харченко. Аналіз контексту авіадвигунобудівної організації згідно з вимогами стандарту ISO 9001:2015

Істотною відмінністю стандарту ISO 9001:2015 від його попередньої версії є вимога про проведення організацією аналізу середовища свого функціонування (контексту). Розглядається аналіз контексту організації, що дозволяє передбачити можливі ризики, виходячи з потреб і очікувань зацікавлених сторін. Пропонується потреби та очікування зацікавлених сторін обов'язково встановлювати адресними і конкретними, щоб з них очевидно витікали ризики і можливості. Результатами цього аналізу повинні розглядатися вищим керівництвом організації для прийняття дій щодо усунення або мінімізації можливих ризиків, вдосконалення системи управління якістю, підвищення конкурентоспроможності продукції, що випускається.

Ключові слова: контекст, ділове середовище, організація, зовнішнє середовище, внутрішнє середовище, зацікавлені сторони, система управління якістю, процес, ризик.

A.N. Marinina, S.M. Stepanenko, V.G. Kharchenko. The analysis of context of the aircraft engine manufacturing organization according to the requirements of the ISO 9001:2015 standard

The essential difference of the ISO 9001:2015 vs. its previous version is the requirement that the organization conduct analysis of its operating environment (context). It addresses analysis of the organization's context which makes it possible to foresee eventual risks on the basis of stakeholders' needs and expectations. It is suggested that established needs and expectations be at all times targeted and specific so that risks and possibilities can be clearly derived. The findings of this analysis should be considered by the top management of the organization so that decisions can be made for eliminating or minimizing eventual risks, improving the quality management system and the competitiveness of output products.

Key words: context, business environment, organization, external environment, internal environment, stakeholders, quality management system система, process, risk.

УДК 681

А.Г. БУРЯЧЕНКО, И.А. РЫБАКОВА, О.В. НЕМЧЕНКО

АО «Элемент», Одесса, Украина

ПЕРЕХОД ОТ ISO 9001:2008 К ISO 9001:2015 КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПРЕДПРИЯТИЯ

Приведены результаты сравнительного анализа требований двух версий стандарта ISO 9001 – действующей, 2008 года, и новой, 2015 года, вводимой в обязательном порядке с 2018 года. Сформулированы основные задачи подготовки системы управления качеством (системы менеджмента качества) к переходу на функционирование с учетом обновленных требований и дано краткое описание опыта такой подготовки предприятия-разработчика комплектующих изделий образцов авиационной техники, имеющего сертифицированную Bureau VERITAS систему управления качеством.

Ключевые слова: система менеджмента качества, аудит, риск-ориентированное мышление, добровольная сертификация.

Введение

Сертификация на соответствие требованиям серии международных стандартов ISO 9000, будучи добровольной, на практике осознается сегодня руководством предприятий как необходимость, что обусловлено ее существенным положительным влиянием и на организацию работы предприятия, и на его авторитет среди партнеров – более миллиона предприятий из почти 200 стран мира уже сертифицировали свою систему менеджмента качества.

Основополагающий стандарт упомянутой серии, содержащий требования к системам менеджмента качества – ISO 9001 – введен впервые в 1987 году и четырежды пересматривался с целью совершенствования на основе постоянно пополняющегося практического опыта его применения – ISO 9001:1994, ISO 9001:2000, ISO 9001:2008, ISO 9001:2015 (украинская национальная версия – ДСТУ ISO 9001:2015).

Наше предприятие, АО «Элемент» – сертифицированный Авиарегистром МАК и Госавиаслужбой Украины разработчик и изготовитель комплектующих изделий авиационной техники, а также программно-технических комплексов для наземных испытаний авиационных двигателей [1, 2].

Регулярно, с 2010 года, мы проходим аудиты инспекционно-сертификационной компании Bureau Veritas на соответствие системы менеджмента качества требованиям ISO 9001:2008 и, разумеется, планируем переход к ISO 9001:2015.

На подготовку к переходу было дано три года после публикации проекта стандарта, таким образом, сертификаты ISO 9001:2008 будут действовать до сентября 2018 года. Это означает, что, во-первых, к настоящему времени обнов-

© А.Г. Буряченко, И.А. Рыбакова, О.В. Немченко, 2017

ленная версия уже достаточно изучена специалистами в области менеджмента качества, и, во-вторых, что ее широкое практическое внедрение приобрело особую актуальность и стало задачей предприятия в целом.

Важно иметь в виду, что стандарты ISO, включая ISO 9001:2015, намеренно формулируют максимально обобщенные требования, применимые к каждому предприятию (организации) независимо от размеров и рода деятельности, в связи с чем внедрение требований ISO на предприятии подразумевает значительную работу не только по их детальному изучению, но, главное, по их конкретизации и адаптации.

В этих условиях особую актуальность приобретает обмен опытом, особенно между предприятиями одной отрасли.

Основные новшества и их роль в совершенствовании управления качеством

Обновленная версия стандарта содержит как ряд изменений уточняющего характера, так и значительное смешение акцентов по некоторым существенным вопросам.

Прежде всего, в стандарте даны уточнения используемых терминов (табл. 1).

Так, например, ранее применявшееся понятие «оборудование для мониторинга и измерений» заменено более широким и лучше отражающим содержание требований стандарта – «ресурсы для мониторинга и измерений». Также «среда для функционирования процессов» позволяет полнее отразить сущность понятия, нежели «рабочая среда».

«Продукция и услуги, полученные извне» это не только «закупленная продукция», о которой говорила предыдущая версия стандарта,

но и, например арендованная продукция, а использование термина «услуги» позволяет четче разграничить и одновременно объединить эти понятия.

Термин «внешний поставщик» позволяет использовать сочетание «внутренний поставщик», различая ситуацию, когда поставщиком для одного подразделения предприятия выступает другое на том же предприятии.

Таблица 1

Терминология

ISO 9001:2008	ISO 9001:2015
Продукция	Продукция и услуги
Представитель руководства	<i>Не используется</i>
Документация, Руководство по качеству, документированная процедура, записи	Документированная информация
Рабочая среда	Среда для функционирования процессов
Оборудование для мониторинга и измерений	Ресурсы для мониторинга и измерений
Закупленная продукция	Продукция и услуги, полученные извне
Поставщик	Внешний поставщик
Предупреждающие действия	Управление рисками и возможностями
Окружение организации	Контекст организации

Уточнением является и сокращение перечня принципов управления качеством (табл. 2) за счет исключения «системного подхода к менеджменту» – формулирование такого положения признано излишним, поскольку это практически дублирует процессный подход, к тому же слово «система» присутствует в самом названии предмета этой серии стандартов.

Наиболее существенными изменениями, по нашему мнению, являются:

- требование определения «контекста организации» (раздел 4 ISO 9001:2015), углубляющего понимание и анализ внутренних и внешних факторов, влияющих на способность достижения запланированных результатов деятельности;

- повышение роли «лидерства» (раздел 5) – как высшего руководства, так и руководителей среднего звена, с одновременным делегированием конкретных полномочий в системе управления качеством возможно более широкому кругу работников (вовлечение персонала), что усиливается отменой обязательного наличия представителя руководства по качеству и введением понятия «организационные роли» (organizational roles);

- определение «знаний» как ресурса, подлежащего управлению и получаемого как из внешних, так и из внутренних источников, включая «усвоение и распространение недокументированных знаний и опыта» (раздел 7);

- требование оценки и «обработки» рисков и возможностей при планировании в рамках системы менеджмента качества (раздел 6), которое является более полным и методически обеспеченным, чем присутствовавшее в предыдущей версии требование предупреждающих действий в отношении потенциальных несоответствий.

Таблица 2

Принципы менеджмента качества

ISO 9001:2008	ISO 9001:2015
1. Ориентация на потребителя	Ориентация на потребителя
2. Лидерство	Лидерство
3. Вовлечение персонала	Вовлечение персонала
4. Процессный подход	Процессный подход
5. Совершенствование (улучшение)	Совершенствование (улучшение)
6. Принятие решений на основе данных	Принятие решений на основе данных
7. Взаимовыгодные отношения с поставщиками	Управление взаимоотношениями
8. Системный подход к менеджменту	<i>Исключено</i>

Перечисленные обновленные требования введены (изменены), как уже упоминалось, по результатам практического опыта применения стандарта и, как правило, уже применяются в той или иной форме персоналом и руководством предприятия. Задача состоит в том, чтобы систематизировать, документировать и формализовать в виде апробированных методик и критериев то, что делается зачастую на интуитивном уровне так сказать «от случая к случаю». Следует, возможно, оговориться, что речь идет, разумеется, об организационных вопросах – сугубо технические всюду регламентированы весьма строго.

Рассмотрим подробнее сущность и пути реализации требований обновленного стандарта.

Требование определения контекста организации, «понимание потребностей и ожиданий заинтересованных сторон» оценивается специалистами как явно и недвусмысленно снимающее слишком жесткий акцент ориентации исключительно на заказчика (покупателя), присутствовавший в предыдущих версиях стандарта.

Разумеется, удовлетворение требований и потребностей заказчика остается целью деятель-

ности предприятия, однако на пути к ее достижению системе качества вменяется в обязанность проанализировать все влияющие внешние и внутренние факторы, и это представляется вполне обоснованным — ведь для достижения высокого качества продукции важно многое — например, удовлетворение потребностей и ожиданий персонала. Важно, например, учитывать специфику собственного предприятия и предприятий-заказчиков, наличие партнеров и конкурентов, изменения на рынке сбыта, да и требования закона необходимо выполнять.

Трудно представить, что на сколько-нибудь успешном предприятии когда-либо игнорировались подобные вопросы, но теперь система менеджмента качества сформулировала их гораздо четче, нежели в предыдущих версиях — контекст организации должен быть документирован и должен постоянно контролироваться на предмет выявления наиболее критичных в каждый период времени факторов, поскольку ситуация динамична.

Наше предприятие документировало контекст, интегрировав его в Руководство по качеству, что, насколько нам известно, является достаточно типичным.

В этой связи следует заметить, что хотя Руководство по качеству согласно ISO 9001:2015 не является, как прежде, обязательным документом, это отнюдь не означает, что его надо аннулировать. Смысл изъятия из новой версии стандарта терминов «документация, Руководство по качеству, документированная процедура, записи» и замены их на «документированную информацию» (табл. 1) состоит в снятии бюрократического диктата относительно формы представления (и хранения) информации — выбор формы остается за предприятием — тем больше внимания можно уделить сущности процессов системы менеджмента качества.

Следующая позиция в перечне изменений — повышение роли лидера (и лидерства как инструмента достижения целей системы менеджмента качества), отмена требования об обязательном назначении представителя руководства по качеству и введение понятия «организационные роли» — в совокупности отражает требование участия всего персонала в формировании и поддержании системы менеджмента качества, а именно:

— следует активизировать участие руководителя предприятия в работе системы, однако лидерство не должно рассматриваться как исключительная прерогатива высшего руководства — каждый начальник среднего звена должен быть лидером для своей группы, при этом следует учитывать, что «лидер» и «начальник» — не синонимы, начальнику достаточно

использовать формальные методы наказания и поощрения, лидер — тот, кто ведет за собой, вдохновляя собственным примером, и чей авторитет определяется не столько положением в иерархической структуре, сколько личными и профессиональными качествами;

— отсутствие требования о представителе руководства не является запретом на эту должность — выбор за предприятием — это лишь означает, что акцент переносится на обеспечение активного участия в процессах системы широкого круга руководителей среднего звена, инженерно-технических работников, сотрудников всех подразделений;

— введение организационных ролей продолжает тенденцию все более широкого вовлечения персонала всех уровней в функционирование системы, например, не обязательно (и по большей части даже нецелесообразно) содержать штатного сотрудника для проведения, например, внутренних аудитов — аудиты проводят сотрудники, прошедшие специальное обучение, дополнительно к своим основным должностным обязанностям.

Эти элементы системы уже введены на нашем предприятии.

Далее обновленный стандарт акцентирует внимание на знаниях организации (коллективное знание) как на особо ценном ресурсе, которым необходимо управлять — накапливать, сохранять, и, главное, максимально эффективное использование которого надо обеспечить, включая один из основных факторов — максимальная доступность необходимой информации в каждый момент времени.

В этой связи можно отметить, что указанная в табл. 1 замена требования «документированной процедуры и записей» на требование «документированной информации» расширяет набор инструментов для управления знаниями, давая организации возможность применять наряду с бумажными и электронными документами такие виды документирования, как, например, видео и аудиозаписи.

Важным фактором управления знаниями является также контроль полноты информированности и уровня компетентности персонала. Эффективным инструментом организации такого контроля представляется ведение матрицы информированности и матрицы компетентности, аналогичных достаточно широко применяемой матрице ответственности.

Матрица информированности содержит в левом вертикальном столбце список должностей (профессий) работников предприятия (или структурного подразделения), а в верхней строке — перечень документов. В ячейке на пересечении «должность — документ» делается

отметка о необходимой степени осведомленности специалиста на указанной должности о соответствующем документе – «изучение», «ознакомление», «не применяется». Такую матрицу гораздо рациональнее использовать для обеспечения и контроля осведомленности персонала, нежели множество разрозненных инструкций.

Матрица компетентности формируется аналогичным образом, и она применима, прежде всего, на производстве, для каждого структурного подразделения отдельно – пример показан в табл. 3. Матрицу компетентности целесообразно вывесить на доске информации в подразделении и, отслеживая динамику роста компетентности (квалификации) каждого работника, учитывать этот фактор при решении вопросов материального стимулирования и должностного роста – таким образом матрица станет фактором, стимулирующим работников к повышению компетентности.

Таблица 3

Пример матрицы компетентности

Участок испытаний			
Фамилия работника	Номер рабочего места		
	РМ №1	РМ №2	РМ №3
Уровень компетентности			
Бобров	специалист	ученик	ученик
Петров	ученик	специалист	ученик
Кулик	специалист	специалист	ученик
Гуляев	специалист	наставник	специалист

Выработка риск-ориентированного подхода к оценке проектов

Пожалуй, наиболее существенным новшеством, по мнению специалистов, следует признать введение в стандарт термина «риск» и требования по формированию риск-ориентированного мышления.

Дело в том, что в отличие от «предупреждающих действий» оценка рисков основывается на достаточно хорошо разработанных методах, включая математический аппарат количественной оценки, прогнозирования и так называемой «обработки» рисков, т.е. действий, направленных на их снижение. Фактически, это методы оценки надежности, когда речь идет о технических объектах, перенесенные и на оценку процессов менеджмента качества в целом. Специалисты отмечают, что стандарт заговорил языком близким бизнесу, поскольку эти методы уже применяются при оценке рисков в финансовой и технической сфере.

Методы оценки стандартизованы, и стандарт ISO 31010 предлагает более 30 методик, давая одновременно рекомендации по их выбору в зависимости от ситуации, но это, отнюдь не «готовые рецепты» на каждый случай.

Предприятие, поставившее цель внедрить «риск-ориентированный» подход к оценке проектов и процессов, должно провести большую работу не только по изучению стандартных методов, но и по наполнению их конкретным содержанием, учитывающим специфику деятельности предприятия.

Следует провести обучение и сформировать основной состав экспертной группы (команду риск-менеджмента), разработать инструкции и детальные рекомендации по применению выбранных методов на всех этапах жизненного цикла проектов и продуктов.

На АО «Элемент» с учетом требований обновленного стандарта принята следующая стратегия внедрения риск-ориентированного мышления:

– при выборе перспективных проектов используется анализ сценариев – метод, рекомендуемый для ситуаций, где мало знаний на текущий момент или риски рассматриваются в долгосрочной перспективе (обеспечивается анализ как угроз, так и возможностей);

– на начальном этапе конкретного проекта каждый владелец процесса (он же владелец риска по этому процессу) составляет обобщенный реестр рисков, вовлекая весь задействованный в рассматриваемом процессе персонал в максимально широкое и заинтересованное обсуждение вопроса; на этом этапе используются описанные в ISO 31010 мозговой штурм и полуструктурированные интервью (для относительно небольшого коллектива они оказались более удобными, нежели структурированные), а в некоторых случаях – метод SWIFT («а что, если»);

– следующий шаг – вырабатываются критерии количественной оценки значимости рисков (ранжирования) в системе координат «частота – опасность последствий», при этом наиболее применимы матрицы от «три на три» до «десять на десять» (табл.4);

Таблица 4

Вероятность	Серьезность последствий		
	Низкая (1)	Средняя (2)	Высокая (3)
	Итоговая значимость риска		
Маловероятно (1)	Риск А 1	Риск В 2	Риск С 3
Вероятно (2)	Риск D 2	Риск Е 4	Риск F 6
Очень вероятно (3)	Риск G 3	Риск H 6	Риск J 9

– после выработки критериев, вычисления итоговой значимости рисков и оценки ее уровня – «недопустимый», «условно приемлемый» или

«несущественный» – выбираются применимые способы обработки рисков, составляется план защитных мероприятий для уменьшения вероятности проявления рисков и (или) опасных (вредных) последствий; при этом должны быть определены ответственные лица и форма отчетности;

– после обработки рисков повторяют анализ и проводят оценку остаточных рисков, затем этот цикл выполняется систематически вплоть до устранения рисков неприемлемого уровня значимости.

Стандарт требует, чтобы риски и защитные мероприятия подвергались постоянно- му контролю и периодическому пересмотру (рис.1) – именно таким образом формируется риск-ориентированное мышление у персонала в целом и совершенствуется квалификация экспертной группы.

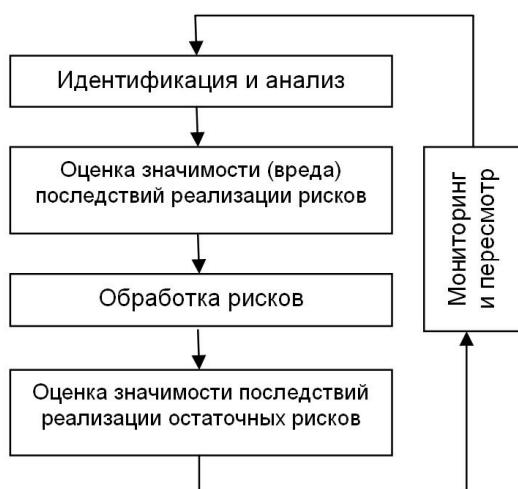


Рис. 1. – Обобщенный алгоритм работы с рисками

Стандарт акцентирует внимание на анализе рисков и оценке их возможных негативных последствий, однако, в то же время он говорит и о возможностях, которые неотделимы от рисков. В широком смысле, формирование риск-ориентированного мышления означает для коллектива предприятия освоение методов всесторонней качественной и количественной оценки проектов на всех стадиях жизненного цикла, включая как возможности и препятствия для их реализации, так и результаты.

Заключение

1. Новая версия стандарта ISO 9001, уточняя на базе накопленного опыта применения стандарта ряд терминов и связанных с ними требований, и максимально приближая язык стандарта к «языку бизнеса», позволяет си-

стеме управления качеством стать менее бюрократичной с одновременным достижением необходимого уровня формализации процедур управления.

2. Основным отличием новой версии стандарта от предыдущей является формулирование таких требований к предприятию, как:

– определение контекста организации с позиций обеспечения функционирования системы управления качеством и учет потребностей всех заинтересованных сторон, влияющих на ее функционирование;

– усиление лидерства и ответственности руководства предприятия в системе управления качеством;

– выявление, оценка и обработка рисков, формирование команды риск-менеджмента и воспитание риск-ориентированного мышления персонала в целом;

– управление знаниями как ценным ресурсом предприятия.

3. Все введенные новшества стандарта ISO 9001:2015, будучи результатом развития и уточнения требований на базе систематизации коллективного опыта работы предприятий в современных условиях, способствуют повышению эффективности за счет освоения методов:

– более полного и объективного описания условий функционирования системы управления качеством (контекст организации) и дальнейшего учета этих условий;

– формирования и поддержки лидерства как фактора вовлечения всего персонала в работу системы;

– выявления, анализа и обработки рисков по каждому проекту и процессу с обеспечением мониторинга рисков (и возможностей) на всех стадиях его жизненного цикла;

– воспитания у всего персонала отношения к коллективным знаниям и компетентности как к одному из наиболее ценных ресурсов предприятия, включая «усвоение и распространение недокументированных знаний и опыта».

4. Снятие жесткого регламента по составу и форме документов системы управления качеством стимулирует каждое предприятие к поиску и внедрению формы документирования, наилучшим образом отвечающей его конкретным целям и потребностям.

Литература

1. Ранченко Г.С. Регулятор двигателя АИ-450М – результаты разработки и квалификации на категорию А / Ранченко, Г.С., Буряченко, А.Г., Грудинкин, В.М., Голубев, Н.Л., Данилов, В.В.// Авиационно-космическая техника и технология. 2014. – №10 (117). – С.93–98.

2. Буряченко А.Г. Наземные и бортовые комплексы для испытаний авиационных двигателей – разработка и введение в эксплуатацию / А.Г.Буряченко, Г.С.Ранченко, С.М.Семчишин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016. – №4. – С.40–45.

3. ISO 31000:2009 Риск-менеджмент – Принципы и руководящие указания.

4. ДСТУ ІЕС/ІСО 31010:2013 (ІЕС/ІСО 31010:2009) Управление риском. Методы общего оценивания риска.

Поступила в редакцию 26.07.2017 г.

А.Г. Буряченко, І.А. Рибакова, О.В. Немченко. Переход від ISO 9001:2008 до ISO 9001:2015 як фактор підвищення ефективності роботи підприємства

Наведені результати порівняльного аналізу вимог двох версій стандарту ISO 9001 – діючої, 2008 року, і нової, 2015 року, що вводиться як обов'язкова з 2018 року. Сформульовані основні задачі підготовки системи управління якістю (системи менеджменту якості) до переходу на функціонування з урахуванням оновлених вимог і надано короткий опис досвіду такої підготовки підприємства-розробника комплектуючих виробів зразків авіаційної техніки, що має сертифіковану Bureau VERITAS систему управління якістю.

Ключові слова: система менеджменту якості, аудит, ризик-орієнтоване мислення, добровільна сертифікація.

A.G. Buryachenko, I.A. Rybakova, O.V. Niemchenko. Transition from ISO 9001:2008 to ISO 9001:2015 as a factor of increasing the efficiency of work of the enterprise

The results of comparative analysis of requirements for two versions of the standard ISO 9001 – the current one – 2008 and the new one – 2015 that is mandatory from 2018 are given. The main tasks of preparation of a quality management system to transition on functioning according to requirements are formulated. A short description of the such preparation experience of the enterprise-developer of aviation equipment components is given. The enterprise has a quality management system certified by Bureau VERITAS.

Key words: quality management system, audit, risk-based thinking, voluntary certification.

Наукове видання

Вісник двигунобудування №2/2017
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. Пільгусев*

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 носії інформації не повертаються*

Здано до друку 15.08.2017 р., зам. 2472, 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 видавниchoї справи
ДК №4213 від 22.11.2011.