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

ВЕСТНИК №2 ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ 2012

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Выходит два раза в год

Входит в список научных профессиональных изданий Украины, в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ на получение научных степеней доктора и кандидата технических наук

> Свидетельство о регистрации КВ № 6157 от 20 мая 2002 г. выдано Государственным комитетом информационной политики, телевидения и радиовещания Украины

Запорожье АО «Мотор Сич» 2012 г.

ISSN 1727-0219

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

Статьи, которые публикуются в журнале, реферируются в базах данных РЖ ВИНИТИ (Россия) и «Джерело» (Украина). Журнал «Вестник двигателестроения» содержится в международной базе научных изданий 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 произволства и повышение качества пролукции, а также статьи потенциальных соискателей ученых степеней и званий.

Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:

- Общие вопросы двигателестроения
- Технология производства и ремонта
- Конструкционные материалы
- Стандартизация и метрология
- Эксплуатация, надежность, ресурс

Загальні питання двигунобудування

Конструкция и прочность

Сборка и испытания

Конструкція і міцність

Складання і випробування

• Експлуатація, надійність та ресурс

• 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 потенціальних здобувачів наукових ступенів і звань.

Статті та повідомлення будуть формуватися за наступними рубриками:

- 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
- Standartization and metrology
- Ecology

Материалы номера рекомендованы к публикации решением XVII Международного конгресса двигателестроителей.

И. о. главного редактора:

Заместитель главного редактора:

Члены редакционной коллегии:

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

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

д-р техн. наук Б. А. Грязнов д-р техн. наук А. Я. Мовшович д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий д-р техн. наук Г. А. Горбенко д-р техн. наук С. В. Епифанов д-р техн. наук Н. С. Кулик д-р техн. наук С. А. Дмитриев д-р техн. наук Н.Ф. Дмитриченко д-р техн. наук Ю. В. Петраков канд. техн. наук В. В. Ткаченко 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, Ю. А. Рыбина, Н. А. Савчук, А. А. Баранник

> © 3HTY © НАУ им. Жуковского «ХАИ» © АО «Мотор Сич»

Члены редакционной коллегии



Качан А.Я. И.о. гл. редактора, 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

Цивирко Э.И.

д-р техн. наук



Кривцов В.С. д-р техн. наук



Ивщенко Л.И. д-р техн. наук



Мовшович А.Я. д-р техн. наук



Епифанов С.В. д-р техн. наук



Богуслаев А.В. канд. техн. наук



Жеманюк П.Д. канд. техн. наук



Грязнов Б.А. д-р техн. наук



Ольшанецкий В.Е. д-р техн. наук



Кулик Н.С. д-р техн. наук



Мозговой В.Ф. канд. техн. наук



Внуков Ю.Н. д-р техн. наук



Карпинос Б.С. д-р техн. наук



Титов В.А. д-р техн. наук



Дмитриев С.А. д-р техн. наук



Шереметьев А.В. канд. техн. наук



Коваль А.Д. д-р техн. наук



Кривов Г.А. д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А. д-р техн. наук



Петраков Ю.В. д-р техн. наук





Горбенко Г.А. д-р техн. наук







Ткаченко В.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 присылается в редакцию в двух экземплярах вместе с актом экспертизы и справкой об авторах. Объем текстовой части статьи 3–6 листов. Рабочие языки: украинский, русский, английский. Последовательность размещения материала статьи: индекс УДК; инициалы и фамилия авторов, название статьи, аннотация, ключевые слова на трех языках: украинском, русском и английском; полное название учреждения, в котором работают авторы; текст статьи (с подписями авторов на последней странице); перечень литературы; таблицы; рисунки.

• В статье нужно четко и последовательно изложить то новое и оригинальное, что получено авторами в результате исследований. Не следует приводить известные факты, повторять содержание таблиц и иллюстраций в тексте. Термины и обозначения технических параметров следует употреблять в соответствии с нормами Госстандарта, а единицы измерения – в международной системе единиц (СИ). В статье должны быть выделены следующие разделы: вступление, методика (исследований), результаты, обсуждение, выводы.

• Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microcoft 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 dpi (формат TIFF), для фотографий – 200–240 dpi (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 печати толщина 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 обозначений 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, зам. главного редактора Качану Алексею Яковлевичу Электронный вариант статьи можно передать по адресу: vd@zntu.edu.ua. (максимальный объем письма 2 Мбайта).

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

<i>Т.П. АНДРЕЕВА, И.Т. ГУБАЙДУЛЛИН, А.Р. ГУМЕРОВ</i> ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ПЛАМЕНИ В ОСНОВНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ	9
<i>К.В. БЕЗРУЧКО, А.О. ДАВИДОВ, В.П. ФРОЛОВ</i> ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ НАЗЕМНОГО КОМПЛЕКСА КРК «ЦИКЛОН-4» С УЧЕТОМ СПЕЦИФИКИ ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА КОСМОДРОМЕ АЛКАНТАРА	14
И.П. ВАСИЛЬЕВ, М.В. ПАВЛОВА, В.Т. ШЕПЕЛЬ Огневые испытания трубопроводов авиационного гтд	21
<i>В.Ю. ВИНОГРАДОВ, А.А. САЙФУЛЛИН</i> Контроль технического состояния авиационных гтд по акустическим параметрам, измеренным на срезе сопла двигателя	25
<i>А.А. ГРАБОВСКИЙ, В.А. МИРОНОВ</i> Разработка алгоритма Функционирования двс в режиме дим при Реализации управляемого газораспределительного механизма	30
<i>А.В. ГРИЦЮК, С.В. ПИЛИПЕНКО, В.К.САВИЧ, В.И. ВАХРУШЕВ</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ РАДИАТОРА АВТОНОМНОГО ЭЛЕКТРОАГРЕГАТА АД8-П28,5-2РП С ПРИВОДОМ ГЕНЕРАТОРА ОТ ДИЗЕЛЯ 2ДТАЭ	36
<i>И.Е. ЕВДОКИМОВ, А.А. ЯКОВЛЕВ</i> ТЕПЛООБМЕН В ВЫХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ МАЛОГАБАРИТНОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ: ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТ	39
<i>Л.В. КАПИТАНОВА, Н.В. КУЗНЕЦОВА, А.Н. ДЖУРИНСКИЙ</i> МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ЭТАПЕ ПРИЗЕМЛЕНИЯ САМОЛЕТА	44
<i>А.И. КОЛОМЕНЦЕВ, А.В. ЯКУТИН</i> Математическое моделирование газожидкостных течений В микродвигательных установках для наноспутников	50
<i>Б.Б. КОРОВИН, О.Н. БЫЛИНКИНА, М.В. КУЗЬМИН</i> К ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ТРДДФ МАНЕВРЕННОГО САМОЛЕТА ПО ВИБРОСИГНАЛУ	
<i>А.М. ЛОКОЩЕНКО, В.В. ТЕРАУД</i> МЕТОД РЕГИСТРАЦИИ И ИЗМЕРЕНИЯ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ НА ОСНОВЕ ФОТОАППАРАТА	61
<i>А.Н. РАДЧЕНКО, А.В. КОНОВАЛОВ, Н.И. РАДЧЕНКО, А.В.ОСТАПЕНКО, А.С.МАНИЛОВ</i> Согласование работы абсорбционного термотрансформатора с когенерационным газопоршневым модулем установки автономного энергообеспечения	65
О.М. РЕВА, В.П. ХАРЧЕНКО, О.М. АЛЄКСЄЄВ, Є.А. ЗНАКОВСЬКА, Д.Г. БАБЕЙЧУК Визначення ефекту / дефекту ризикованості рішень з профілактики авіаційних пригод	70

Ш. РОШАНПУР МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ В ИНДУКЦИОННЫХ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ИСТОЧНИКАХ ПЛАЗМЫ И ЭЛЕКТРОНОВ
<i>J. SWIRYDCZUK, K. KLUDZINSKA</i> Improving Savonius Rotor Performance by Shaping Its Blade Edges
<i>Р. СУНДЕР</i> Конструктивные особенности техники, отвечающей современным требованиям испытания материалов и конструкционных элементов на прочность и долговечность
<i>А.С. ТИХОНОВ, Н.Ю. САМОХВАЛОВ, С.И. СЕНДЮРЕВ, С.В. БАЖИН</i> Аэродинамическое и тепловое проектирование трактовых поверхностей горячей части турбины современного газотурбинного двигателя
<i>В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН</i> ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ОБКАТА НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ 105
<i>В.Т. ШЕПЕЛЬ</i> УПРАВЛЕНИЕ ЛЕТНОЙ ГОДНОСТЬЮ АВИАЦИОННОГО ГТД113
<i>А.А. ШИШИН, А.В. ТИТОВ, Б.М. ОСИПОВ</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ПИКОВОГО ФОРСИРОВАНИЯ ГТУ ПУТЕМ ПОДВОДА В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ

конструкция и прочность

<i>Е.С. БАРЫШЕВА</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ НА ЕЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	125
<i>П.В. БОНДАРЧУК</i> Конструкция торцового газодинамического уплотнения для опоры двигателя	130
<i>А.С. ВИНОГРАДОВ, М.Ю. ВАВИН, И.Д. ШПАКОВ</i> Разработка методики расчета характеристик уплотнений с учетом Деформаций элементов опоры	134
<i>В.А. ГРИГОРЬЕВ, В.М. РАДЬКО, Д.С. КАЛАБУХОВ</i> Разработка и исследование математических моделей объема и массы турбин сверхмалой мощности	138
<i>Д.П. ДАВЫДОВ, А.И. ЕРМАКОВ</i> Расчет резонансных частот колебаний рабочих колес врд с использованием волновых конечных элементов	145
<i>А.А. ИНОЗЕМЦЕВ, С.В. БАЖИН, М.А.СНИТКО</i> Вопросы оптимизации радиальных зазоров твд Авиационного гтд	149
<i>А.Л.КАПЕЛЕВИЧ, В.М.АНАНЬЕВ</i> Повышение энергоемкости авиационных редукторов	155

<i>Р.Х. МАКЕЕВА, А.Х. КАРИМОВ, А.М. ЦАРЕВА</i> Исследование резонансных колебаний дисков	
С ПРИМЕНЕНИЕМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ	161
<i>В.И. ЕРШОВ, З.Г. ЕРШОВА</i> Исследование колебаний подкрепленных оболочек	166
<i>А.Н. МАРКУШИН, А.В. БАКЛАНОВ</i> ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ В УКОРОЧЕННЫХ КАМЕРАХ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННОГО КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД	170
<i>А.Л. МИХАЙЛОВ, А.А. ЛЫСЕНКО</i> ОПТИМИЗАЦИЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ РАСЧЕТЕ НДС	174
<i>П.А. МОССАКОВСКИЙ, Ф.К. АНТОНОВ, М.Е. КОЛОТНИКОВ, Л.А. КОСТЫРЕВА</i> ОБ ИССЛЕДОВАНИИ НЕПРОБИВАЕМОСТИ ЛЕГКИХ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОРПУСОВ	180
<i>Ю.Б. НАЗАРЕНКО, А.Ю. ПОТАПОВ</i> ОТСТРОЙКА РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ОВАЛИЗАЦИИ КОЛЕЦ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ	185
<i>Д.К. НОВИКОВ, К.Н. ЧААДАЕВ</i> Динамика ротора гтд с учетом нелинейности демпферов опор	191
<i>Е.Ф. ПАРОВАЙ</i> Конечно-элементное моделирование тонких слоев смазки гидродинамического подшипника авиационного двигателя	195
<i>А.Н. ПЕТУХОВ, А.Н. СТАДНИКОВ, М.Ю. МИЛЛЕР, Е.С. РУДЕНОК</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПО 1-Й КРУТИЛЬНОЙ ФОРМЕ КОЛЕБАНИЙ	199
<i>А.Ю. ТИСАРЕВ</i> РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОПОРЫ ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ	203
<i>С.В.ФАЛАЛЕЕВ</i> ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ ГАЗО- И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ ОПОР АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	208
С.Н. ФЕТИСОВ, М.Ю. ВОВК Способ уточнения термогазодинамической математической модели проектируемых газотурбинных двигателей при помощи методов вычислительной газовой динамики	212
<i>А.А. ХОРИКОВ, В.В. ШКУРОВ, В.А. ШОРСТОВ</i> К ВОПРОСУ О ПРОГНОЗИРОВАНИИ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК БЛИСКОВ КОМПРЕССОРОВ .	2 1 7
<i>А.О. ШКЛОВЕЦ, Г.М. ПОПОВ, Д.А. КОЛМАКОВА</i> К вопросу численного исследования вынужденных колебаний лопаток компрессора гтд	223

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

<i>А.А. БЫБИН, А.В. НОВИКОВ, А.М. СМЫСЛОВ, А.В. ДЕМЕНТЬЕВ</i> ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИФФУЗИОННОЙ ПАЙКИ НА ЭТАПЕ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ГПА	228
<i>О.Г. ПОПОВИЧ, В.Г. ШЕВЧЕНКО</i> ВПЛИВ ДОТИЧНОЇ СКЛАДОВОЇ ЗУСИЛЛЯ ДЕФОРМУВАННЯ На залишкові напруження у зміцнених деталях	236
ФИЛИППОВ С.В. ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА НА ВЕЛИЧИНУ ИЗНОСА СОПЛА ПРИ ПНЕВМОГИДРОСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКЕ (ПГСО)	242
КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ	
<i>Ю.Г. БЫКОВ, С.В. ОВСЕПЯН, И.С. МАЗАЛОВ, А.С. РОМАШОВ</i> ПРИМЕНЕНИЕ НОВОГО ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ВЖ 171 В КОНСТРУКЦИИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ	246
<i>Н.П. ВЕЛИКАНОВА, П.Г. ВЕЛИКАНОВ, А.С. КИСЕЛЕВ</i> Влияние эксплуатационной наработки на кратковременные механические свойства жаропрочных сплавов для деталей турбин авиационных гтл	251

<i>Е.Р. ГОЛУБОВСКИЙ, А.Г. ДЕМИДОВ</i> Длительная прочность и критерий эквивалентности напряжённых состояний сплава эи698вд для дисков гтд	264
<i>А.Р. ЛЕПЕШКИН, Н.Г. БЫЧКОВ, П.А. ВАГАНОВ</i> ИССЛЕДОВАНИЕ УСКОРЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В МАТЕРИАЛАХ В ПОЛЕ ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСКОРЕНИЙ И СИЛ	269
<i>Т.Б. УСУБАЛИЕВ</i> ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ И ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СПЛАВОВ СИСТЕМЫ CR-AL-PT-ME ДЛЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ	273

УДК 669:536.52:53.08:535.253.21

Т.П. Андреева, И.Т. Губайдуллин, А.Р. Гумеров

Открытое акционерное общество Уфимское научно-производственное предприятие «Молния», Россия

ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ПЛАМЕНИ В ОСНОВНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен аналитический обзор разработок и определены основные направления развития оптико-электронных систем контроля пламени в камерах сгорания газотурбинных двигателей по материалам публикаций в РФ и за рубежом. Представлены результаты научно-исследовательских работ по созданию оптико-электронной системы ОЭС-2011 контроля пламени в основной камере сгорания газотурбинного двигателя ПД-14. Разработано программное обеспечение, позволяющее получать в реальном масштабе времени информацию о параметрах излучения пламени в камере сгорания в различных диапазонах электромагнитного спектра (ультрафиолетовом, видимом и инфракрасном) и одновременно наблюдать спектр частот колебаний и вибрационного горения пламени. Полученная системой информация передается с частотой 100 Гц в систему мониторинга параметров двигателя более высокого уровня.

Ключевые слова: оптико-электронная система, камера сгорания, контроль пламени, газотурбинный двигатель.

Введение

Одной из наиболее актуальных и сложных задач в создании современного авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) является разработка малоэмиссионной камеры сгорания (МКС) с низким уровнем эмиссии вредных веществ и высокой топливной эффективностью.

Созданием оптико-электронных средств для исследования и управления процессом горения в камерах сгорания (основной, форсажной) ГТД занимаются многие фирмы в странах с развитой промышленностью и наукой. Перечень фирм производителей оптико-электронных средств (оптико-электронных датчиков, систем контроля пламени) содержит более 30 фирм.

Наибольшую активность на рынке разработчиков, производителей проявляют следующие фирмы: Rosemount Aerospace Inc., (в составе Goodrich Corp.); General Electric Company; Meggitt Avionics, Inc.; США; Auxitrol, Франция; Detector Electronics Corp., США; Detector Electronics Ltd, UK; Rotadata Ltd., UK; Armtek Industries Inc., UK; Babcock Hitachi KK, Япония.

В разработке современных, новейших оптикоэлектронных средств активно участвуют ведущие научно-исследовательские центры (NASA, DARPA, MTU), США Европы, Великобритании, Японии [1].

Совокупность проведенных и планируемых исследований, сведения по объемам финансирования позволяют сделать предположение, что цели

© Т.П. Андреева, И.Т. Губайдуллин, А.Р. Гумеров, 2012

и задачи создания компактных, экологичных, экономичных, технологичных КС являются приоритетными и находят отражение в национальных и транснациональных целевых программах E³, IHPTET, VAATE, ECO.

Аналогичные исследования, проводимые в РФ, Украине, имеют фрагментарный характер, объем финансирования за последние 15-20 лет ничтожно мал.

1. Основные направления исследований процессов горения в камерах сгорания

При обнаружении (регистрации) наличия (отсутствия) пламени используются методы спектральной селекции излучения по характеристикам распределения мощности излучения в электромагнитном спектре: ультрафиолетовом (УФ), видимом, инфракрасном (ИК), а также методы частотной селекции динамических (временных) характеристик излучения. При этом появляется возможность отделить излучение пламени от излучения поверхностей твердых тел (стенка КС, решетка соплового аппарата первой ступени ТВД), создающих фоновое излучение.

Проводятся исследования по определению температуры пламени методами спектральной пирометрии с использованием современных ПЗС-спектрометров с волоконно-оптическим входом типа (HR 2000+ Ocean Optics). Рассматривается возможность расчетно-экспериментальной оценки температуры пламени без использования дополнительных источников излучения и привлечения данных об излучательной способности [1, 2].

Примеры реализации физических устройств для контроля пламени по излучению представлены в различных приборах.

В устройстве разработки фирмы General Electric Company монитор пламени «Flame monitor», патент Giersch GmbH (Hemer, DE) US 6,168,419, США, F23N 005. [3] контроль пламени осуществляется по излучению от УФ до ИК. Система выдает команды при отсутствии пламени, а также, когда спектр излучения смещается в сторону желтого цвета пламени.

В устройствах, реализующих патенты фирмы Meggitt Avionics, Inc. [4, 5], используется метод мониторинга пламени в ГТД по характеристикам спектра излучения в УФ, видимой и ИК части спектра.

В устройствах, запатентованных фирмой Babcock Hitachi KK, Япония [6, 7], описана система контроля и регулирования режима горения по параметрам спектра, контролируемым спектрофотометром. Диагностика горения проводится по результатам спектрального анализа.

Фирма American Air Liquide, Inc. разработала устройство и метод диагностики и контроля пламени с оптической транспортной системой и оптическим процессором для анализа спектра сигнала [8].

Для регистрации пламени с учетом его пространственного расположения (геометрическая форма и размеры ядра факела) фирмой General Electric Company разработана специализированная волоконно-оптическая система для контроля пламени в основной камере сгорания ГТД с множеством датчиков [9] с применением сложных (адаптивных самонастраивающихся) алгоритмов оптимального приема сигналов на фоне помех и шумов.

Фирмы Detector Electronics Corporation (США), Detector Electronics Ltd (Великобритания), торговая марка "DETRONICS", традиционно специализируются на производстве приборной продукции, датчиков (детекторов, сенсоров). Основная поставляемая продукция - детекторы газа, газоанализаторы, оптические детекторы пламени, контроллеры, блоки согласования, аппаратура контроля и тестирования для решения задач контроля безопасности в нефтегазодобывающей промышленности.

Активными исследованиями процессов горения в камере сгорания продолжают заниматься фирмы Auxitrol, Франция, Goodrich, США.

В России исследованием процессов горения в камерах сгорания занимался ЦИАМ [10, 11, 12, 13, 14, 15].

Экспериментальные образцы систем обнаружения пламени для розжига топлива в форсажной камере ТРДДФ, для розжига основного топлива маршевого ПВРД разрабатывались в УАКБ «Молния» и серийно производятся в УАПО, г. Уфа.

2. Разработка оптико-электронной системы контроля пламени

Для контроля процессов горения кольцевой МКС газогенератора ГТД ПД-14 в ОАО УНПП «Молния» разработана оптико-электронная система ОЭС-2011. Схема установки экспериментального образца оптической пирометрической системы ОЭС-2011 представлена на рис. 1.



Рис. 1. Схема установки на полноразмерную камеру сгорания экспериментального образца ОЭС-2011 1. Оптические зонды, установленные на эндоскопические лючки камеры сгорания. 2. Трубопровод для подвода давления газового потока к датчику давления. 3. Оптико-электронный блок системы. 4. Электронный блок преобразования сигналов. 5. Компьютер. 6. Кабель для подключения оптико-электронной системы

Система ОЭС-2011 обеспечивает:

- бесконтактное преобразование электромагнитной энергии теплового излучения плазмы пламени на разных участках спектра (в том числе в УФ, видимом и ближнем ИК участках спектра) в аналоговый и цифровой электрические сигналы в реальном масштабе времени;

- обнаружение розжига пламени, выявление вибрационного горения;

 прием, обработку в реальном масштабе времени информации от первичных преобразователей, визуализацию во временной области (в форме непрерывной осциллограммы), в частотной области (в форме изменяющегося во времени спектра частот);

- передачу выходных цифровых электрических сигналов ОЭС-2011 в автоматизированные системы (АСУ) верхнего уровня типа «Парус-9М» через сетевой интерфейс по протоколу Ethernet и через ОРС-сервер АСУ;

- запись (регистрацию и архивирование) принятых, обработанных сигналов на локальный накопитель цифровых данных. В состав системы для комплексирования информации, расширения функциональных возможностей введен дополнительно канал приема информации — пневмоканал подвода давления от камеры сгорания газогенератора.

Встроенный в электронный блок преобразователя ОЭП-МЗ быстродействующий датчик давления обеспечивает измерение пульсаций абсолютного давления в диапазоне давлений 0-40 бар с задержкой не более 1мс. Такое комплексирование позволит выявлять корреляционные взаимосвязи между различными физическими параметрами газодинамических и теплофизических процессов.

Специализированное программное обеспечение (СПО) обеспечивает удобный графический интерфейс пользователя. Основное окно СПО предназначено для управления обработкой и работой с файлами записей сигналов.

Изображение основного окна представлено в рис 2.



Рис. 2. Главное окно интерфейса пользователя, разработанного СПО для оптико-электронной системы ОЭС

В графиках и информационных панелях отображается обработанная информация о сигнале во временном и частотном представлении. При обработке сигналов используется алгоритм быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Предварительная обработка сигналов, производится в электронном блоке. Дальнейшая обработка оцифрованной информации производится с использованием специализированного программного обеспечения в компьютере.

Для обеспечения возможности обработки зарегистрированной, архивированной информации в накопителе компьютера, работающем с операционной системой нереального времени, совместно с информацией, хранящейся в ПЗУ АСУ типа «Парус-9М», используется сетевой интерфейс через OPC - сервер.

При такой организации обмена цифровой информацией обеспечивается жесткая однозначная привязка по временным меткам всей зарегистрированной информации и облегчается анализ данных.

Получаемая в ходе стендовых испытаний информация позволит проводить эффективную доводку кольцевой МКС и обеспечит эффективный контроль и выполнение норм ИКАО по эмиссии экологически вредных продуктов сгорания.

Заключение

1. Проведен аналитический обзор разработок и определены основные направления развития оптико-электронных систем за рубежом и в РФ.

2. Представлены результаты работ по созданию оптико-электронной системы ОЭС-2011 контроля пламени в основной камере сгорания газотурбинного двигателя ПД-14.

3. Разработано программное обеспечение, позволяющее получать в реальном масштабе времени информацию о параметрах излучения пламени в камере сгорания в различных диапазонах, спектр частот вибрационного горения и передавать в систему более высокого уровня для дальнейшей обработки и интерпретации.

4. Разработан графический интерфейс пользователя, позволяющий оперативно отслеживать сигналы в различных участках спектра во временной области и одновременно наблюдать частотный спектр сигналов.

Литература

1. А.Н. Магунов. Выбор спектрального интервала, в котором нагретый непрозрачный объект излучает как серое тело. // Приборы и техника эксперимента. - 2010. - №6, - С. 148-152.

А.Н. Магунов. Спектральная пирометрия./
 / Приборы и техника эксперимента. - 2009. - №4. - С. 5-28.

3. Патент. US 6,168,419, США, Flame monitor, Giersch GmbH (Hemer, DE), January 2, 2001.

4. Патент. US 6,071,114, CША, Meggitt Avionics, Inc. (Manchester, NH), Method and apparatus for characterizing a combustion flame. June 6, 2000.

5. Патент. US 6,135,760, США, Meggitt Avionics, Inc. (Manchester, NH), Method and apparatus for characterizing a combustion flame. October 24, 2000.

6. Патент. JP179843A2, Japan. Apparatus For Diagnosing Combustion Of Burner. Babcock Hitachi KK, June 27, 2000. Dec. 10, 1998.

7. Патент. JP205562A2, Japan, Burner Combustion Diagnostic Unit. Babcock Hitachi KK, July 25, 2000. Jan. 13, 1999.

8. Патент. US5829962, CШA, Method and apparatus for optical flame control of combustion burners L'Air Liquide, Societe Anonyme Pour L'Etude Et, L'Exploitation. Des (Paris, FR); American Air Liquide, Inc. (Walnut Creek, CA), November 3, 1998.

9. Патент. US 5,978,525, США, Fiber optic sensors for gas turbine control, General Electric Company (Schenectady, NY), November 2, 1999.

10. Интернет pecypc - <u>http://www.sonbi.ru/</u> tsiam/research/UZLY/combustors/COMB.htm

11. Технический отчет № 3031. Исследование временных, пространственных и спектральных характеристик излучения продуктов сгорания, стенок форсажной камеры реактивного сопла ТРДФ для разработки оптического сигнализатора горения в форсажной камере. ЦИАМ, Москва, 1971.

12. Асланян Э.В., Вязовский В.Е., Тюренникова И.Н. Технический отчет № 9440. Исследование и разработка оптического сигнализатора горения в камере сгорания ВРД. ЦИАМ, Москва, 1979.

13. Техническая справка № 9020. Разработка фотоэлектрического сигнализатора пламени в форсажной камере ГТД. ЦИАМ, Москва, 1979.

14. Техническая справка № 8298. Исследование характеристик фотоэлектрического сигнализатора форсажа. ЦИАМ, Москва, 1978.

15. Основные результаты научно-технической деятельности ЦИАМ (2009-2010гг.)/Под общ. ред. В.А. Скибина, В.И. Солонина, О.С. Гуревича.-М., ЦИАМ, 2010. - С. 830.

Поступила в редакцию 30.06.2012

T.P Andreeva, Y.T. Gubaidullin, A.R. Gumerov. Optical - electronic monitoring system of the flame in the main combustion chamber of gas turbine engine

Conducted analytical review of developments and the main directions of development of optical-electronic systems control the flame in the combustion chambers of gas turbine engines based on publications in Russia and abroad. The results of the creation of optical-electronic system of ECO-2011 control of the flame in the main combustion chamber of a gas turbine engine PD-14. The software allowing to get real-time information on the signals of the flame in the combustion chamber in different ranges of the electromagnetic spectrum (ultraviolet, visible and infrared) and simultaneously observe the range of vibration frequencies and vibration combustion flame. The resulting system information is transmitted with a frequency of 100 Hz in the system for monitoring parameters of the engine at higher levels.

Keywords: optical-electronic system, the combustion chamber, flame control, gas turbine engine.

УДК 629.764.01

К.В. Безручко¹, А.О. Давидов¹, В.П. Фролов²

¹ Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Украина

² Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля, Украина

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ НАЗЕМНОГО КОМПЛЕКСА КРК «ЦИКЛОН-4» С УЧЕТОМ СПЕЦИФИКИ ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА КОСМОДРОМЕ АЛКАНТАРА

В статье приведены особенности и специфические признаки технологического процесса подготовки и проведения пуска ракеты-носителя с космическим аппаратом. Приведена общая характеристика систем электроснабжения действующих ракетно-космических комплексов. Приведены общие принципы построения действующих систем внутреннего электроснабжения стартовых комплексов. Рассмотрены основные принципы разработки системы электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4». Приведены отличия системы электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» от существующих систем электроснабжения КРК.

Ключевые слова: наземный комплекс, стартовый комплекс, система электроснабжения, Циклон-4.

Введение

Космический ракетный комплекс «Циклон-4», размещаемый на космодроме Алкантара (штат Мараньяо Бразилия), представляет собой сложную взаимосвязанную систему электроприемников, состоящую из большого количества технологического оборудования и технических систем, территориально располагаемых в сооружениях наземного комплекса, функционирование которых подчинено единому технологическому процессу подготовки и пуска ракеты-носителя с космическим аппаратом.

Технологический процесс подготовки и проведения пуска ракеты-носителя с космическим аппаратом характеризуется рядом особенностей и специфических признаков [1-2]:

 жесткой циклограммой работы технологического оборудования КРК, связанной с необходимостью пуска ракеты-носителя с космическим аппаратом в строго определенное время;

 большим ущербом, связанным с нарушением технологического процесса при провалах напряжения в системе электроснабжения технологического оборудования, в том числе с потерей работоспособности технологического оборудования КРК;

 пикообразным графиком потребляемой мощности, характеризующимся относительно малым электропотреблением в режиме дежурства и профилактических работ на КРК (несколько сотен кВт) и большой потребляемой мощностью (несколько МВт) в режиме штатных работ при

© К.В. Безручко, А.О. Давидов, В.П. Фролов, 2012 - **14** - подготовке и пуске ракеты-носителя с косми-ческим аппаратом;

- высокой требуемой степенью надежности технологического оборудования, которое работает без присутствия обслуживающего персонала во время максимума нагрузки при проведении пуска ракеты-носителя с космическим аппаратом.

Перечисленные специфические особенности работы электропотребителей технологического оборудования наземного комплекса относятся практически ко всем наземным комплексам КРК, разработанным в СССР и постсоветском пространстве, и являются основополагающими при выборе структуры систем электроснабжения наземного комплекса.

В статье представлены особенности построения систем электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» при ее эксплуатации на космодроме Алкантара.

1. Общая характеристика систем электроснабжения действующих ракетно-космических комплексов

Одним из важнейших элементов КРК, обеспечивающих подготовку и пуск ракеты-носителя, является система электроснабжения (рис. 1). Система электроснабжения представляет собой совокупность систем генерирования, преобразования и распределения электрической энергии.

Системы электроснабжения по способу питания подразделяются на системы электроснабжения, питающиеся от государственной энергосети, и автономные.



Рис. 1. Типовая схема системы электроснабжения КРК: ЦРП - центральный распределительный пункт;

РУ – распределительное устройство; Тр – трансформатор; ДЭУ – дизельная энергоустановка;

УАВР – устройство автоматического ввода резерва

В свою очередь система электроснабжения, питающаяся от государственной сети, подразделяется: на систему внешнего электроснабжения объектов наземного комплекса, систему внутреннего электроснабжения объектов КРК, систему электроснабжения технологического оборудования, систему электроснабжения технических систем.

Системы электроснабжения современного КРК должны обеспечивать [2-3]:

- надежность и экономичность;

- безопасность и удобство в эксплуатации;

- надлежащее качество электроэнергии в соответствии с требованиями нормативных документов.

Системы внутреннего электроснабжения различных космодромов отличаются большим разнообразием по составу оборудования и по схемным решениям. Это обусловлено как различным временем ввода их в эксплуатацию, так и большим разнообразием самих комплексов [2, 4-5].

В состав системы внутреннего электроснабжения (рис. 2) входят следующие элементы: центральный распределительный пункт (один или несколько); трансформаторные подстанции 6 (10)/0,4 кВ, часть которых может входить в состав центрального распределительного пункта; автономные источники электроснабжения и системы автономного электроснабжения; кабельные и воздушные линии электропередачи напряжением 6 (10) и 0,4 кВ; распределительные пункты и блоки; устройства компенсации реактивной мощности и/или фильтры высших гармоник.

Система внутреннего электроснабжения получает питание от сетевой понизительной подстанции системы внешнего электроснабжения или госэнергосистемы напряжением 6 (10) кВ.



Рис. 2. Структурная схема системы внутреннего электроснабжения КРК:

ЦРП - центральный распределительный пункт; ТП - трансформаторные подстанции; АИ - автономные источники электроснабжения; РЩ - распределительный щит; ГРЩ – главный распределительный щит;

РБ - распределительный блок; СПП – сетевая понизительная подстанция

Поскольку большинство приемников КРК относятся к 1 категории, то все трансформаторные подстанции выполняются двухтрансформаторными и запитываются по двум радиальным линиям, образуя, таким образом, два независимых источника электроснабжения [5].

Автономными источниками электроэнергии, обычно, являются дизельные энергоустановки с высокой степенью автоматизации. Они могут централизовано подключаться к центральному распределительному пункту или к главному распределительному щиту отдельных систем. В этом случае они могут совместно с питающими сетями образовывать системы автономного электроснабжения или системы гарантированного электропитания отдельных объектов КРК [6].

Качество электроэнергии определяется не только свойствами системы электроснабжения, но и свойствами электроприемников и электрических сетей потребителей, подключаемых к системе.

Особенностью электроприемников КРК является их разнообразие и сложность, выражающиеся в том, что наряду с традиционной трехфазной и однофазной нагрузкой в виде синхронных и асинхронных двигателей, систем отопления и освещения, в них присутствует большая доля приемников с явно выраженной нелинейной нагрузкой: выпрямители, различные статические преобразователи, источники вторичного электропитания с бестрансформаторным вводом, а также электроприемники средств электронно-вычислительной техники и других технических средств информационных технологий [6].

Как правило, технические условия на электрооборудование КРК не регламентируют его воздействие на источники электроэнергии, в то время как это воздействие во многом определяет показатели качества электроэнергии в точках присоединения и существенно влияет на выбор мощности источников электроэнергии. Особенно сильно это сказывается при питании объектов КРК от автономных источников электроэнергии.

Поэтому, помимо традиционных задач по обеспечению электроэнергией, в настоящее время система внутреннего электроснабжения, с одной стороны, должна обеспечивать качество электроэнергии до уровня, необходимого для электроприемников КРК, а с другой стороны, служить буфером или фильтром, снижающим уровень воздействия этих электроприемников на питающие электрические сети и источники электроэнергии до приемлемого значения [7].

В существующих системах внутреннего электроснабжения используются устройства, обеспечивающие качество и бесперебойность электроснабжения - системами гарантийного электропитания потребителей переменного трехфазного тока.

Поскольку мощность автономных источников электроэнергии таких систем ограничена, к ним подключаются только электроприемники особой группы, бесперебойная работа которых необходима для безаварийного выхода из нештатной ситуации при нарушении электроснабжения КРК, предотвращения угрозы жизни людей, взрывов, пожаров и повреждения дорогостоящего оборудования.

Автоматизированная система гарантированного электропитания (рис. 3) предназначена для обеспечения электрической энергией «без разрыва синусоиды» напряжения электроприемников группы 1А, во всех случаях нарушения электроснабжения от системы внешнего электроснабжения.

_	централизованна	ия линия ввода	
<u> </u>	Дизель-	Локальный	Потребитель III категории
	установка	ИБП	Потребитель II категории
	Входной Рас ИБП	пределительный цит	Потребитель II категории
		Локальный ИБП	Потребитель Іа категории
		 	Потребитель Іб категории

Централизованная линия ввода

Рис. 3. Структурная схема типовой системы гарантированного электропитания

Система состоит из следующих основных частей: дизельной энергоустановки; шинно-пневматической соединительной муфты; инерционного накопителя энергии; обратимой синхронной машины, которая может работать как в режиме генератора электроэнергии, так и в режиме электродвигателя; системы комплектующих устройств [7].

Учитывая указанные особенности при подготовке и пуске ракеты-носителя с космическим аппаратом, следует отметить, что общепромышленная система электроснабжения не сможет обеспечить требуемых показателей качества электроснабжения.

Существующие стартовые комплексы КРК изза несовершенства систем внутреннего электроснабжения, связанного с использованием в них морально и физически устаревших источников электроснабжения, требуют постоянного привлечения дорогостоящих резервных средств обеспечения электроэнергией, в частности, газотурбинных энергоустановок и обеспечивают электроэнергией с перебоями.

Использование в составе наземного технологического оборудования нелинейных потребителей электроэнергии (микропроцессорные устройства регулирования и управления, бесконтактная коммутационная и токоограничивающая аппаратура, бестрансформаторные вторичные источники электропитания и др.) приводит к тому, что энергосистема не в состоянии своими средствами поддерживать требуемые значения показателей качества.

Для улучшения показателей качества электроэнергии на стартовом комплексе используются системы автономного электроснабжения комплексы средств преобразования и распределения электроэнергии, способные обеспечивать надежное электроснабжение потребителей, как совместно с энергосистемой, так и без связи с ней. В состав этих систем обязательно входят системы гарантированного электропитания - устройства, обеспечивающие электроснабжение ответственных потребителей без перерыва или с допускаемым перерывом и заданным качеством электроэнергии в периоды штатных работ, а также при изменении режима работы энергосистемы или при нарушении работы основного источника электроэнергии.

Решение вопроса надежного электроснабжения технологического оборудования, участвующего в подготовке ракеты-носителя с космическим аппаратом, может быть обеспечено использованием в составе системы электроснабжения стартового комплекса систем гарантированного электропитания, построенных на современной элементной базе и совмещающих в себе функции гарантированного электропитания с требуемыми выходными характеристиками и обеспечением автоматического контроля.

Специфика технологического процесса подготовки ракеты-носителя к пуску выдвигает жесткие требования к надежности работы технологического оборудования и, соответственно, к работе системы электроснабжения технологического оборудования КРК.

Параметры электрической сети на выходе систем электропитания, устанавливаемых в рамках системы гарантированного электроснабжения, должны определяться требованиями к электроснабжению наземного технологического оборудования.

Система гарантированного электроснабжения должна обеспечивать функцию оповещения персонала о возникающих аварийных ситуациях в системах электропитания. Автоматическое закрытие информационной системы объекта с гарантированным сохранением целостности данных производится при невозможности длительного обеспечения автономной работы потребителей.

2. Отличительные особенности системы электроснабжения наземного комплекса «Циклон-4»

Учитывая рассмотренные особенности при подготовке и пуске ракеты-носителя с космическим аппаратом, а также современные технологии, применяемые в системах электроснабжения ответственных объектов, при создании систем электроснабжения наземного комплекса, при разработке системы электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» разработчики придерживались следующих основных принципов:

- для обеспечения требуемой надежности применение в составе системы электроснабжения различных схем резервирования составных частей систем электроснабжения (несколько источников электропитания, независимые линии электроснабжения сооружений, раздельные взаиморезервируемые секции шин в распределительных щитах, взаиморезервируемые: трансформаторы, ИБП, устройства преобразования электроэнергии, преобразователи частоты и т.п.);

- применение серийно выпускаемых промышленных источников бесперебойного питания и устройств преобразования электроэнергии, обладающих повышенной надежностью;

 максимальное использование в разрабатываемых низковольтных комплектных устройствах унифицированных узлов и конструкций, что позволяет сократить сроки создания систем электроснабжения и снизить затраты на ее разработку;

- применение автоматизированных устройств, которые повышают надежность электроснабжения технологического оборудования и позволяют автоматизировать работу системы электроснабжения;

- создание в составе системы электроснабжения технологического оборудования автоматизированной системы контроля качества электроэнергии и управления, которая позволит вести непрерывный контроль показателей качества электропитания технологического оборудования и автоматическое управление составными частями системы электроснабжения с целью обеспечения оперативного выхода из нештатных ситуаций.

Такой подход при проектировании системы электроснабжения современных КРК является основополагающим, однако, существует ряд факторов, существенно влияющих на структуру современной системы электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» (рис. 4) применительно к территории космодрома Алкантара в Бразилии, что отличает эту систему от других существующих систем электроснабжения КРК (табл. 1).



Рис. 4. Структурная схема системы электроснабжения стартового комплекса ракеты носителя «Циклон-4»: ДЭУ – дизельная энергоустановка; ИП – источник питания; с.ш. – секция шины; ЦРБ – центральный распределительный блок; УАВР – устройство автоматического ввода резерва; Тр. – трансформатор; РБ – распределительный блок; ТО – технологическое оборудование; ТС – технические системы; ШП – щит питания; кат. – категория; ЩГП – щит гарантированного питания; НВО – наземное вспомогательное оборудование; КА – космический аппарат

Для обеспечения требуемой надежности электроснабжения при построении систем электроснабжения наземных комплексов требуется наличие трех независимых взаиморезервирующих источников электропитания. На существующих КРК этот вопрос решался, как правило, использованием одного-двух независимых источников электропитания от существующей государственной энергосети, а также автономных источников в виде мощных дизельных электростанций, энергопоездов, газотурбинных установок, а также местных дизельных электростанций на напряжение 380/220В.

Существующая в настоящее время на космодроме Алкантара система электроснабжения может обеспечить только один независимый ввод переменного тока напряжением 13,8кВ частотой 60Гц, от коммерческой линии электропередач (ЛЭП) "CEMAR", характеризующейся нестабильностью подачи электропитания, в связи с чем его нецелесообразно использовать как основной источник электроэнергии.

В связи с этим в системе электроснабжения КРК «Циклон-4» создается энергоблок, который содержит в своем составе три шины электропитания потребителей наземного комплекса и группу дизельных электрических станций на напряжение 13,8 кВ, которые в зависимости от режима работы наземного комплекса и текущей потребляемой мощности комплекса, могут автоматически подключаться в работу на соответствующие шины электропитания и тем самым обеспечивать три независимые источника электроэнергии для нужд наземного комплекса. При таком уровне автоматизации системы удается максимально оптимизировать, с технико-экономической точки зрения, количество применяемых в энергоблоке дизельных электростанций и сократить потребление дизельного топлива, при должном уровне обеспечения надежности системы электроснабжения.

Таблица 1

		Стартовый комплекс ракеты-		Стартовый
	Параметр	носителя «Циклон-4» на		комплекс
Агрегат		космодром	е Алкантара	космодрома в
			Предлагаемая	Южной
		Фактически	модернизация	Корее
	Количество, шт.	1	1	1
Источник	Суммарная мощность, МВт	5,0	1,8	2
питания	Напряжение, кВ	13,8	13,8	6,0
	Энергозатраты, МВт-ч	115	41,4	48
Π	Количество, шт.	2	2	4
дизельная	Суммарная мощность, МВт	5,0	3,6	2
энерго-	Напряжение, кВ	13,8	13,8	6,0
установка	Энергозатраты, МВт-ч	115	82,8	48
Центральный	Мощность, МВт	5,0	1,8	-
распредели-	Напряжение, кВ	13,8	13,8	-
тельный блок	Энергозатраты, МВт.ч	115	41,4	-
	Количество, шт.	6	4	2
Трансформа-	Суммарная мощность, МВт	5,0	3,6	2
тор	Напряжение, кВ	13,8/0,38	13,8/0,38	6,0/0,38
	Энергозатраты, МВт-ч	115	82,8	48
Главный	Мощность, МВт	2,0/2,0/1,0	1,5; 0,3	2
распредели-	Напряжение, кВ	0,38	0,38	0,38
тельный блок	Энергозатраты, МВт.ч	46	34,5	48
Блок питания	Мощность, МВт	-	-	1,2
технологичес-	Напряжение, кВ	-	-	0,38
кого обору- дования	Энергозатраты, МВт.ч	-	-	28,8
TT	Количество, шт.	12	1	1
Источник	Суммарная мощность, МВт	0,258	0,172	0,3
оеспереобиног	Напряжение, В	0,38/0,22	0,38	0,38
Опитания	Энергозатраты, МВт.ч	5,934	3,956	7,2
	Количество, шт.	4	1	1
Щит гаранти-	Мощность, МВт	0,06	0,172	0,3
рованного	Напряжение, В	0,38/0,22	0,38	038
питания	Энергозатраты, МВт.ч	1,38	3,956	7,2

Сравнение параметров систем электроснабжения различных стартовых комплексов

В связи с тем, что определенная часть применяемых в составе технологического оборудования электропотребителей не способна работать от сети с частотой переменного тока 60 Гц (номинальная частотота для системы), в составе систем электроснабжения технологического оборудования применены преобразователи частоты 60/50 Гц.

Учитывая повышенную важность подаваемого качества электроэнергии на технологическое оборудование, в составе системы электроснабжения технологического оборудования существует система контроля качества электроэнергии, которая позволяет вести непрерывный контроль показателей качества электроэнергии технологического оборудования и автоматически управлять составными частями системы электроснабжения с целью обеспечения предотвращения или оперативного выхода из нештатных ситуаций и обеспечения необходимой надежности электропитания.

В связи с тем, что климат окружающей среды на месте размещения космодрома Алкантара тропический влажный с морским типом атмосферы, особое внимание уделяется исполнению оборудования составных частей системы электроснабжения, которое в отличие от оборудования космодромов, располагаемых на территории России и Казахстана, должно эксплуатироваться в относительно сложных климатических условиях (высокая влажность и температура, повышенное содержание солей в атмосфере и пр.).

Наряду с перечисленными особенностями применения систем электроснабжения наземного комплекса на космодроме Алкантара, следует также отметить отдельные технические решения, которые были применены при разработке системы электроснабжения, связанные с конструктивными особенностями запитываемого технологического оборудования.

В разрабатываемых в СССР космических ракетных комплексах большинство электропотребителей технологического оборудования и их систем управления запитывалось непосредственно от системы электроснабжения нестандартным для обычной промышленности напряжением постоянного тока 28,5 В. При этом их повышенные требования к надежности электроснабжения обеспечивались применением специальных стабилизирующих статических преобразователей использующих две первичные обмотки трансформатора блока питания, подключаемые к двум независимым вводам электропитания.

С 90-х годов массовое появление на рынке постсоветского пространства надежных микроконтроллеров и прочих вспомогательных устройств, построенных на современной элементной базе, позволило их использовать в сложнейших и ответственных отраслях промышленности, в том числе и при построении современных автоматизированных систем управления технологическим оборудованием КРК. Таким образом процент электропотребителей запитываемых от системы электроснабжения напряжением 28,5В существенно снизился. В настоящее время напряжением 28,5В запитываются только бортовые приборы ракеты-носителя, ряд датчиков и клапанов, которые непосредственно касаются ракетного сегмента КРК «Циклон-4». Эта ситуация повлияла на то, что практически все системы автоматизированного дистанционного управления в настоящее время требуют прежде всего электропитания 220В, преобразовывая его в требуемые номиналы постоянного напряжения внутри своих систем. При этом по надежности электроснабжения системы автоматизированного дистанционного управления также относятся к первой категории особой группы, для которых недопустим разрыв кривой питающего напряжения.

Таким образом, для решения этих задач системы электроснабжения технологического оборудования в своем составе в каждом сооружении имеют по два взаиморезервирующих источника бесперебойного питания, рассчитанные на питание всех ответственных электропотребителей сооружения. Помимо этого для питания электропотребителей постоянного напряжения 28,5В применяются устройства преобразования электроэнергии, построенные на современных промышленных преобразователях по схеме надежности N+1.

В большинстве случаев в электропотребителях запитываемых напряжением 380/220В дистанционно управляемых систем автоматизированного дистанционного управления отсутствуют устройства управления, которые были бы способны получая команды от систем автоматизированного дистанционного управления осуществлять коммутацию силового питания подаваемого от систем электроснабжения технологического оборудования. В связи с этим устройства управления были интегрированы в распределительные шкафы систем электроснабжения технологического оборудования, при этом согласно требованиям разработчиков на устройства управления помимо основных задач были возложены дополнительные задачи по контролю состояния объекта управления и его низкоуровневой защиты по командам от датчиковой аппаратуры самого электропотребителя (насосы, клапана, задвижки с электроприводом).

Заключение

Таким образом, мы видим, что создаваемая система электроснабжения наземного комплекса КРК «Циклон-4» обладает целым рядом современных качеств, присущих системам электроснабжения ответственных объектов промышленности, при этом она также адаптирована под конкретные условия ее применения, с целью выполнения поставленной перед ней задачи — качественное и надежное электроснабжение электропотребителей КРК «Циклон-4» во всех режимах его эксплуатации. Как видно из таблицы 1, система электроснабжения стартового комплекса ракеты-носителя «Циклон-4» на космодроме Алкантара после модернизации, предложенной авторами, соответствует мировым аналогам по надежности и энергозатратам, а иногда и превосходит их.

Литература

1. Основы проектирования ракетно-космических комплексов. (Методология обоснования облика комплексов) [Текст] / Г.П.Бирюков идр.— С.-Петербург: изд-во «Алфавит», 2002. - 395с.

2. Кожухов Н.С. Комплексы наземного оборудования ракетной техники [Текст] / Н.С.Кожухов, В.Н. Соловьев – М.: КБТМ, 1998.– 182с.

3. Карташов В.М. Основы проектирования систем наземного обеспечения [Текст] / В.М.Карташов, А.Г. Катков, В.В. Родченко – М.: изд-во МАИ, 1998. – 312с.

4. Куландин А.А. Энергетические системы космических летательных аппаратов [Текст] / А.А.Куландин, С.В. Тимашев – М.: Машиностроение, 1979. - 319с.

5. Маликов В.Т. Наземное оборудование ракет [Текст] / В.Т. Маликов, С.Ф. Комиссарик, А.М. Коротков. – М.: Воениздат, 1971. – 340с.

6. Соловьев В.Н. Комплексы наземного оборудования ракетной техники [Текст] / В.Н.Соловьев, Н.С.Кожухов – М.: 1998. - 412с.

7. Анализ систем электроснабжения стартовых комплексов современных ракет-носителей [Текст] / К.В.Безручко, А.О.Давидов, К.Н.Земляной, В.П.Фролов. // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С.41-44.

Поступила в редакцию 01.06.2012

К.В. Безручко, А.О. Давідов, В.П. Фролов. Особливості побудови системи електропостачання наземного комплексу КРК «Циклон-4» з урахуванням специфіки її експлуатації на космодромі Алкантара

В статті приведені особливості та специфічні ознаки технологічного процесу підготовки та проведення пуску ракети-носія з космічним апаратом. Приведена загальна характеристика систем електропостачання діючих ракетно-космічних комплексів. Приведені загальні принципи побудови діючих систем внутрішнього електропостачання стартових комплексів. Розглянуто головні принципи розробки системи електропостачання наземного комплексу КРК «Циклон-4». Приведені відмінності системи електропостачання наземного комплексу КРК «Циклон-4» від існуючих систем електропостачання КРК.

Ключові слова: наземний комплекс, стартовий комплекс, система електропостачання, Циклон-4.

K.V. Bezruchko, A.O. Davidov, V.P. Frolov. Features construction of power-supply system of ground space-rocket complex «Cyclone-4» with a glance the specificity of its operation on the spaceport Alcantara

Characteristics and specific features of the process of preparation and launch rocket with the spacecraft are given in the article. General description of the existing power supply systems of space-rocket complexes are given. General principles of the existing systems of internal power launch facilities are given. Basic principles for the development of power-supply system of ground space-rocket complex Cyclone-4 are considered. Differences between the power-supply system of ground-space-rocket complex Cyclone-4 from the existing power-supply systems are given.

Keywords: ground complex, launch complex, power-supply system, Cyclone-4.

УДК 629.7.036.3.018:621.643

И.П. Васильев¹, М.В. Павлова², В.Т. Шепель² ¹ФГУП «ЦИАМ» им. П.И. Баранова, Россия ²ОАО «НПО «Сатурн», Россия

ОГНЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ГТД

Изложены особенности сертификации трубопроводов обвязки авиационного ГТД в части пожарной безопасности. Рассмотрены приемы проектирования трубопроводов обвязки, минимизирующие вероятность возникновения пожара. Проанализированы в части пожарной безопасности нормы летной годности АП-33, CS-E, стандарт JSSG-2007A. Представлен метод отбора группы представительных трубопроводов, успешные огневые испытания которых устанавливают соответствие сертификационным требованиям для всех трубопроводов обвязки двигателя. Описаны огневые испытания трубопроводов, требования, предъявляемые к испытываемым образцам и испытательному стенду, условия зачетности испытаний.

Ключевые слова: авиационный двигатель, пожарная безопасность, трубопроводы, огневые испытания.

Введение

Сертификация авиационного двигателя является системой обеспечения безопасности путем допуска в эксплуатацию двигателей, отвечающих государственным требованиям к летной годности и охраны окружающей среды, которые регламентируются национальными, в частности, Российскими, и Европейскими нормами летной годности АП-33, СS-Е [1-2]. Одним из важных требований норм летной годности авиационного двигателя является требование в части обеспечения его пожарной безопасности.

Сертификация или государственные испытания на требования пожарной безопасности трубопроводов обвязки двигателя, включающей сотни трубопроводов, является весьма трудоемкой задачей. В состав обвязки входят жесткие и гибкие трубопроводы масляной, топливной и воздушной систем, патрубки и т.д. При этом обвязка современных авиационных двигателей содержит до 30% гибких трубопроводов, обладающих высокой механической прочностью и отсутствием вредных резонансов.

Требования к сертификации обвязки в части пожарной безопасности изложены в пунктах АП 33.17, CS-E 130 норм летной годности [1-2], а также пункте А.3.1.8.1 стандарта JSSG-2007А [3]. Указанные документы требуют минимизировать вероятность возникновения и распространения пожара в случае нарушения герметичности трубопроводов обвязки.

При проектировании обвязки минимизация вероятности возникновения пожара достигается путем:

- оптимизации трассировки трубопроводов (минимальные радиусы сгибов, минимальная длина прямолинейных участков, применение фитингов с двойным уплотнением);

 обеспечения достаточной подвижности трубопроводов для компенсации зазоров, допущенных при установке и при термическом расширении корпусов;

 выбора материалов, устойчивых ко всем видам коррозии, окисления и электрохимической коррозии;

 расположения опорных элементов, обеспечивающих отсутствие резонансов в диапазоне роторных частот каскадов высокого и низкого давления, а также импульсных колебаний рабочих жидкостей;

 правильно выбранных моментов затяжки резьбовых соединений фитингов и способов контроля затяжки;

- обеспечения в мотогондоле вентиляции паров легковоспламеняющихся жидкостей (ВЖ) при разгерметизации трубопроводов;

 заземления трубопроводов на корпус летательного аппарата в местах контакта металлических креплений двигателя и опорных элементов;

 отказа от использования титановых сплавов из-за их склонности к контактной коррозии, чувствительности к концентраторам, низкой пластичности и усталостной прочности;

- изготовления фитингов из тех же материалов, что и трубопроводы.

Герметичность трубопроводов конструктивно обеспечивается путем:

© И.П. Васильев, М.В. Павлова, В.Т. Шепель, 2012

 использования материалов с близкими коэффициентами линейного расширения;

- применения фитингов с функцией двойного уплотнения;

- использования герметика, увеличивающего свой объем при нагревании.

Целью статьи является изложение опыта сертификации трубопроводов обвязки авиационного ГТД на требования пожарной безопасности.

Причинами возникновения пожара являются отказы или неисправности, приводящие к нарушению герметичности трубопроводов обвязки и, следовательно, утечкам ВЖ с образованием паровой фазы и появлению источников непреднамеренного зажигания.

Основным методом установления соответствия требованиям пожарной безопасности являются сертификационные или государственные огневые испытания на огнестойкость и огненепроницаемость с использованием международного стандарта ISO 2685:1998 [4], устанавливающего методику проведения огневых испытаний.

Нормативной базой пожарной безопасности трубопроводов обвязки для двигателей транспортной категории являются АП-33, CS-E, а для военной авиации - стандарт JSSG-2007А, заменивший стандарт MIL 5007Е. В соответствии с этими нормами внешние трубопроводы, фитинги и узлы масляной и воздушной системы должны быть огненепроницаемы в течение 15 минут, а для топливной системы огнестойкими в течение 5 минут, т.е. оставаться работоспособными в течение указанного времени. Указанные нормы гармонизированы в части пожарной безопасности. Исключение составляет требование пункта А.3.1.8.1 JSSG-2007А. В приложении к JSSG-2007А приведено разъяснение, касающееся двигателей летательных аппаратов нетранспортной категории. В данном случае фитинги и узлы, в которых циркулирует или подводится ВЖ, должны оставаться работоспособными в пожарной среде в течение определенного периода времени, достаточного для устранения аварийной ситуации или спасения экипажа.

1. Выбор представительных образцов

Для сокращения объема огневых испытаний предложена концепция установления соответствия требованиям пожарной безопасности трубопроводов обвязки, базирующаяся на результатах огневых испытаний ограниченного количества трубопроводов (представительные образцы), наиболее уязвимых к пожару. Успешные огневые испытания группы представительных трубопроводов устанавливают соответствие требованиям пожарной безопасности для всех трубопроводов обвязки двигателя.

Для сертификации составлялся весь перечень трубопроводов, расположенных в установленной пожароопасной зоне АП 25.1181 [5]. Для отбора трубопроводов, наиболее уязвимых к пожару, предложена схема классификации по следующим признакам:

 - функциональному назначению (трубопроводы топливной, масляной и воздушных систем);
 - конструктивному исполнению (жесткие, гиб-

- конструктивному исполнению (жесткие, тиокие);

- трубопроводы транспортирующие и подводящие ВЖ;

- конструктивному исполнению фитингов.

Для указанных групп трубопроводов, в соответствии с режимами работы двигателя отбирались трубопроводы, транспортирующие ВЖ с минимальным расходом и максимальной температурой, и трубопроводы, не транспортирующие ВЖ с максимальным давлением и максимальной температурой.

При отборе группы жестких трубопроводов во внимание принималось, что их наиболее уязвимой к пожару частью являются фитинги.

В зависимости от конструкции двигателя при отборе представительных трубопроводов целесообразно использовать и дополнительные классификационные признаки такие, как «трубопроводы, находящиеся в зоне наиболее вероятного возникновения пожара», «наличие охлаждающего потока», «экранирование трубопровода», «расположение вблизи потенциального источника пламени», «вероятность распространения пламени в данном направлении».

Отобранные таким образом трубопроводы составили группу представительных трубопроводов, подлежащих огневым испытаниям.

2. Экспериментальная часть

Огневые испытания проводились в соответствии с требованиями ISO 2685:1998 на универсальном стенде Г-17ЦЗ ЦИАМ.

Стандартное пламя имело следующие параметры:

- Температура пламени (1100 ± 80°С).
- Плотность теплового потока ($116 \pm 10 \text{ кBt/м}^2$).

Пламя горелки вертикальное и направлено на внешний участок фитинга испытываемого образца, поскольку фитинг является наиболее уязвимой к пожару зоной трубопровода. При испытаниях расстояние от крайней точки фитинга до горелки составляло 75±7,5 мм.

Гибкий трубопровод для испытаний должен иметь длину не менее 60 см. Он должны устанавливаться горизонтально и должны иметь один изгиб на 90°. Один фитинг и минимум 12 см гибкого трубопровода должны охватываться пламенем в процессе испытания.

Для огневых испытаний представительные трубопроводы выбирались из серийных трубопроводов либо изготавливались по серийной технологии из тех же материалов с сохранением наиболее уязвимых пожару участков.

При испытаниях нагруженность испытываемых образцов воспроизводилась за счет давления, температуры и расхода рабочей жидкости. При испытаниях возможна замена рабочей жидкости при сохранении теплового подобия. В этом случае следует учитывать возможность закипания, что приведет к повышению теплоотдачи.

Испытания наружных трубопроводов и их фитингов должны быть выполнены путем подачи рабочего тела при минимальном расходе и самой высокой температуре, встречающихся на режимах полетного малого газа и авторотации и при самом высоком давлении на взлетном режиме. Выбор консервативных режимов испытаний и параметры вибраций для гибких трубопроводов представлен в таблице 1, где: Gmin - минимальный расход, Tmax - максимальная температура, Pmax - максимальное давление, А - амплитуда колебаний образца, f – частота колебаний.

Поскольку для построения математических моделей герметичности фитингов жестких трубопроводов в пожарной среде необходимы коэффициенты теплоотдачи, то последние препарировались хромель - алюмелевыми термопарами КТХА.

На рис. 1 представлен стенд Ц-17Г3 с установленными для испытаний на огненепроницаемость гибким трубопроводом с огнестойким покрытием Flametite (а) и жестким трубопроводом (б) масляной системы.

Таблица 1

Трубопроволи	Консервативные режимы испытаний		Вибрация	
трусопроводы	5 минут	10 минут	ISO 2685:1998	
Переносящие масло, воздух	Gmin, Tmax	Gmin, Tmax	А=±1.6 мм; f=33 Гц	
Подводящие масло, воздух	Pmax, Tmax	Pmax, Tmax	А=±1.6 мм; f=33 Гц	
Переносящие топливо	Pmax	-	А=±1.6 мм; f=33 Гц	





а)
 Б)
 Рис.1. Фотографии стенда Ц-17ГЗ в состоянии готовности к огневым испытаниям:
 а – гибкого трубопровода; б – жесткого трубопровода

3. Условия зачетности

Условия зачетности результатов огневых испытаний трубопроводов:

- сохранение герметичности образца;
- сохранение целостности образца;

- сохранение образцом, прошедшим огневые испытания, герметичности под рабочим давлением в течение 5 минут.

Дополнительными условиями зачетности для гибких трубопроводов с покрытием Flametite:

 самопроизвольное погасание любых возгораний на поверхности образца после удаления испытательного пламени; - отсутствие самопроизвольного повторного возгорание образца после удаления пламени.

Заключение

1. В процессе проведения испытаний в районе гибкого трубопровода, покрытого Flametite, отмечено яркое свечение, которое визуально можно было идентифицировать как горение, что недопустимо нормами летной годности. Проведенные дополнительные исследования показали, что это свечение обусловлено взаимодействием пламени горелки со слоем Flametite.

2. Результаты дефектации показали, что на защитном покрытии Flametite не было следов выгорания. 3. Предложенная методика отбора представительных образцов позволяет экономично и в кратчайшие сроки сертифицировать трубопроводы обвязки авиационного двигателя. Объем огневых испытаний сокращается на порядок.

4. Рекомендовано установить две дополнительные хромель — алюмелевые термопары над горелкой для сигнализации нормального протекания процесса огневого воздействия для того, чтобы вспышки пламени от вспениваемого покрытия Flametite, осыпающихся герметиков и силиконов не были идентифицированы как горение.

Литература

1. Авиационные правила, часть 33 (АП-33). Нормы летной годности двигателей воздушных судов [Текст]. – Межгосударственный авиационный комитет (МАК), 2004. – 52 с.

Certification Specifications for Engines (CS-E) [Text]. – European Aviation Safety Agency (EASA), 2007. – 193 p.

3. JSSG-2007A. Joint service specification guide (Engines. Aircraft. Turbine) [Text]. – Department of defense,2007. – 728 p.

4. ISO 2685:1998. Aircraft - Environmental test procedure for airborne equipment - Resistance to fire in designated fire zones [Text], 1998. -28 p.

5. Авиационные правила, часть 25 (АП-25). Нормы летной годности самолетов транспортной категории [Текст]. – Межгосударственный авиационный комитет (МАК), 2009. – 266 с.

Поступила в редакцию 12.05.2011

І.П. Васильев, М.В. Павлова, В.Т. Шепель. Вогневі випробування трубопроводів авіаційних ГТД

Викладені особливості сертифікації трубопроводів обв'язки авіаційного ГТД у частки пожежної безпеки. Розглядаються прийоми проєктування трубопроводів обв'язки, мінімізуючи можливість виникнення пожежи. Проаналізовані норми льотної придатності АП-33, CS-E, стандарт JSSG-2007А. Подан метод відбіру групи показних трубопроводів, успішні вогневі випробування яких, встановлюють відповідність сертифікаційним вимогам для усіх трубопроводів обв'язки двигуна у частки пожежної безпеки. Описано вогневі випробування трубопроводів, вимоги, пред'явлені до зразків, що підлягають випробуванням, та до випробувального стенду, умови заліку випробувань.

Ключові слова: авіаційний двигун, пожежна безпека, трубопроводи, вогневі випробування.

Y.P.Vasilev, M.V.Pavlova, V.T.Shepel. Fire tests of tubes of aviation gas-turbine engine

The details of gas-turbine engine tubes certification with respect to fire safety are provided. The design methods used for the tubes of engine dressing which minimize the fire risk are examined. Airworthiness standards AP-33, CS-E, standard, JSSG-2007A are reviewed. The method of selection of representative tubes is given; the successful tests of these tubes confirm the conformity to certification requirements with regard to fire safety of all tubes of the engine dressing. Fire tests of tubes are described, requirements to test pieces and test bench are given as well as test acceptance criteria.

Key words: aviation engine, fire safety, tubes, fire tests.

УДК 629.703:658.562:629.701+533.6

В.Ю. Виноградов, А.А. Сайфуллин

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, Россия

КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД ПО АКУСТИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ, ИЗМЕРЕННЫМ НА СРЕЗЕ СОПЛА ДВИГАТЕЛЯ

В статье рассматриваются вопросы исследования технического состояния авиационных газотурбинных двигателей по акустическим характеристикам. В практике эксплуатации ГТД встречается ряд дефектов, проявление которых на горячих режимах способно вызвать серьезные разрушения элементов ГВТ ГТД, поэтому диагностирование на холодном режиме по акустическим характеристикам при небольших скоростях ставит своей целью выявление тех дефектов, которые не могут быть определены на горячих режимах. Такие дефекты, как прогары лопаток на стадии зарождения, способны привести к остановке двигателя.

Ключевые слова: авиационный двигатель, техническое состояние, акустические параметры, горячие испытания, диагностика.

Введение

Эффективность воздушного транспорта определяется главным образом безопасностью полетов. В практике эксплуатации авиационных ГТД встречается ряд дефектов, проявление которых на горячих режимах способно вызвать серьезные разрушения элементов газовоздушного тракта, поэтому диагностирование на холодном режиме по акустическим характеристикам при небольших скоростях ставит своей целью выявление тех дефектов, которые не могут быть определены на горячих режимах. Наиболее перспективным методом для оценки технического состояния ГТД является акустический метод диагностирования проточной части двигателя, который в настоящее время внедряется на предприятиях для оценки годности двигателя в процессе испытаний [1]. В последнее время получили широкое распространение методы с использованием математической модели ГТД, но эти методы недостаточно точны, так как они обобщают индивидуальные характеристики двигателя. Фактом, оказавшим влияние на выбор принятого направления исследований, стал один из характерных дефектов проточной части авиационных ГТД семейства НК-8 - прогар лопаток неподвижного соплового аппарата турбины. Появление этого дефекта связано с нарушением системы охлаждения лопаток соплового аппарата. Например, изза попадания в дефлектор частиц истираемого уплотнения над лопатками последних ступеней компрессора. В настоящее время данный дефект в эксплуатации обнаруживается лишь при периодических осмотрах эндоскопами, хотя развитие дефекта от зарождения до почти полного выгорания одной или нескольких лопаток происходит за очень короткий промежуток времени от нескольких минут до нескольких часов.

1. Экспериментальная часть

Диагностические исследования проводились в лаборатории технической диагностики, созданной в КГТУ им. А. Н. Туполева коллективом группы «Техническая диагностика авиационных двигателей» под руководством канд. тех. наук Ю.В. Виноградова и при участии автора. Она состоит из акустического бокса, диагностической установки, систем воздухопитания, электропитания, управления, измерения, сбора и обработки акустических и газодинамических параметров. Акустический бокс представляет собой заглушенную камеру, размещенную в отдельном изолированном помещении. Система воздухопитания предназначена для обеспечения и поддержания заданного расхода воздуха через продуваемую модель. Система воздухопитания обеспечивает расход воздуха до 1 кг/с и среднюю скорость потока до 45 м/с. Для измерения акустических параметров воздушного потока, продуваемого через модель, использован анализатор спектра 01012 фирмы RFT. Выбор блока камеры сгорания, как

© В.Ю. Виноградов, А.А. Сайфуллин, 2012

объекта исследования, обусловлен возможностью имитировать один из наиболее характерных дефектов проточной части двигателя. Жаровая труба и сопловой аппарат турбины, конструктивно входящие в камеру сгорания, наиболее подвержены разрушающему воздействию высокотемпературного скоростного газового потока, поэтому прогары, нагарообразование и коробление жаровой трубы и соплового аппарата являются распространенными дефектами проточной части двигателя. Применение модели взамен реальной камеры сгорания вызвано техническими возможностями системы. Оно позволило снизить затраты на продувку. Расчет показывает, что для продувки на одних и тех же скоростях камеры сгорания и приведенной модели требовалось подводить энергию в соотношении 8:1. Применение модели позволило упростить конструкцию и снизить стоимость вентилятора, системы воздушных магистралей и системы электропитания, уменьшить до приемлемых размеров полезный объем и площадь эхопоглощающего покрытия акустического бокса, а применение теории подобия позволило уменьшить погрешности, вызванные моделированием. Использование в модели натурных лопаток соплового аппарата блока камеры сгорания двигателя НК- 8 позволило с наибольшей точностью смоделировать процесс обтекания лопаток газовым потоком. Для испытаний было отобрано семь сопловых лопаток 1-й ступени турбины двигателя НК-8, одна из которых, не имеющая дефекта, обозначена индексом «Э», а остальные шесть лопаток имеют прогары различной степени передней и задней кромок, а также спинки и обозначены по мере роста масштаба дефекта от «Д1» до «Д6».

Исследования показали, что зависимость амплитуды колебаний пропорциональна глубине выемки и носит нелинейный характер. Картина

течения представляется так, что при обтекании волны входят внутрь выемки и отражаются от ее дна. В это же время в потоке газа за падающей волной вблизи острых кромок выемки формируются возмущения в виде волн сжатия, которые, суммируясь, образуют вторичную ударную волну. При слиянии вторичной и отраженной волн образуется новая ударная волна, скорость которой зависит от интенсивности вторичной волны, что объясняет зависимость амплитуды колебаний от глубины выемки. Чтобы составляющая шума, генерируемая выемкой, не была потеряна, измерения спектров необходимо осуществлять в ближнем поле.

2. Анализ полученных результатов

Поскольку предполагаемый генерируемый шум носит высокочастотный характер, для выявления этого шума должен быть выбран такой режим истечения газовой струи, спектр шума ко-

Рис.1. Размещение микрофона при измерениях

На координатнике зондирования выходной струи устанавливался микрофон в положение, соответствующее x/l = 0,3, как показано на рис. 1. Расстояние x/l = 0,3 соответствует положению микрофона над третьей лопаткой слева. На модели блока камеры сгорания на месте сменной

Рис. 2. Схема рабочего участка при замерах газодинамических параметров



Общие вопросы двигателестроения

лопатки соплового аппарата устанавливалась эта-

лонная (неповрежденная) лопатка с индексом «Э».

Устанавливался режим исследования G = 0,35 по

показаниям тахометра вентилятора. Измерялись

уровни звукового давления системой измерения

акустических параметров в диапазоне частот от

20 Гц до 20000 Гц. Микрофон перемещался с по-

мошью координатника вдоль венца лопаток мо-

дели на расстояние x/1 = 0,5 и 0,7 и в обоих

положениях микрофона измерялись уровни зву-

кового давления. Далее устанавливались режимы

продувки G = 0.5; 0.7; 0.9 и для каждого режи-

ма последовательно повторялись все предыдущие

торой не содержал бы высокочастотных составляющих. Этим требованиям соответствуют холодные струи малых скоростей. Получить такую струю при работе двигателя можно только на режиме холодной прокрутки.

В процессе исследования отмечается, что с увеличением расхода воздуха, протекающего через модель с эталонной лопаткой и с дефектной, уровни звукового давления аэродинамического шума возрастают во всем диапазоне исследуемых частот, тогда как огибающая частотного спектра изменяется незначительно. Характер роста уровней звукового давления в 1/3-октавных полосах частот удовлетворительно согласуется с постулатом пропорциональности уровней звукового давления в 1/3-октавных полосах частот четвертой степени скорости истечения струи теории Лайтхилла.

Анализ зависимостей позволяет сделать вывод, что в значительной части исследуемого диапазона для всех представленных дефектов и режимов продувки характер распределения разностей звуковых давлений дефекта и эталона практически не изменяется от положения микрофона, и только начиная с частоты 6300 Гц наблюдаются заметные увеличения разностей звуковых давлений дефекта и эталона в зависимости от x/l и значительный рост виден в области наиболее информативных частот от 12500 до 20000 Гц. Отчетливо прослеживается существование максимума разности давлений по всем частотам при перемещении микрофона вдоль венца лопаток модели, соответствующего х/1=0,5, т.е. месту положения лефектной лопатки.

На основании экспериментальных данных были получены зависимости шума дефекта от относительной площади дефекта для режимов продувки 0,35 и 0,51, на которых величина шума дефекта максимальна и для наиболее информативных частот исследуемого диапазона (10 кГц, 12,5 кГц, 16 кГц, 20 кГц). Отчетливо прослеживается, что с ростом относительного расхода воздуха и, соответственно, скорости потока воздуха через модель, интенсивно возрастает аэродинамический шум потока. Но доля составляющей шума дефекта лопатки, даже при ее росте с ростом расхода, в общем аэродинамическом шуме падает. Максимальных значений шум дефекта достигает при относительном расходе воздуха через модель, равном 0,35 и на частоте 20 кГц. Предельные значения относительных параметров шума бездефектного объекта могут быть использованы для диагностики дефектов лопаток СА БКС ГТД НК-8. При продувке модели одновременно измерялись полное и статическое давления на срезе модели.

В процессе расшифровки данных было установлено, что по всей длине венца лопаток эталонной модели Рст лишь незначительно увеличивается при увеличении расхода воздуха через модель. Тогда как за венцом лопаток дефектной модели интенсивность роста Рст заметна и тем выше, чем больше масштаб дефекта лопатки. Наблюдается и изменение профиля давления. Так за дефектными лопатками имеет место падение Рст в промежутке между дефектной лопаткой и следующей за ней. Причем интенсивность падения давления увеличивается с ростом расхода воздуха через модель. Это явление наблюдается вдоль венца лопаток при x/1 = 0,57, что соответствует окрестности местоположения дефектной лопатки.

Анализ окружной неравномерности измеренных параметров статического давления и скорости показал, что при внесении дефектной лопатки в венец лопаток окружная неравномерность обоих параметров увеличивается примерно на 10%при минимальном дефекте и на 90% – при максимальном дефекте (масштаб S = 0,84). Поэтому эти параметры не могут быть использованы для диагностики зарождающихся дефектов лопаток соплового аппарата, а пригодны лишь для выявления достаточно развитых дефектов. На основании проведенных исследований можно предложить новый метод контроля двигателей по акустическим характеристикам струи, измеренным на срезе сопла.

Суть предлагаемого метода акустической диагностики для контроля технического состояния авиационных ГТД в условиях эксплуатации заключается в том, что на каждый двигатель имеется паспортная дискета, в которой записаны все контрольные характеристики ГТЛ и допуски и на основании предлагаемых результатов исследований на первом этапе проводится предварительный анализ технического состояния ГТД. На этой стадии у контролируемого двигателя замеряются спектры звуковых давлений за кромкой сопла двигателя по всей его окружности [2]. После сравнения с эталонными спектрами и вычисления относительного параметра шума вычисляется ориентировочная площадь дефекта и неравномерность параметра статического давления. Если неравномерность параметра выходит за пределы допустимой, осуществляется переход ко второму этапу диагностирования. На втором этапе производятся измерения газодинамических характеристик газового потока и сравнение их с эталонными. Опыт эксплуатации двигателя показал, что лаже при значительных отклонениях геометрических размеров профиля ремонтных лопаток от первоначальных характеристики компрессора и его газодинамическая устойчивость остаются не всегда в допустимых пределах [3]. Пульсации скорости реагируют на образование нагара на стенках и незначительное коробление поверхности проточной части ГТД. Пульсации скорости в

газовом потоке обусловлены турбулентным характером течения, которое генерирует звук.

Метод требует дискретного или непрерывного измерения параметров по времени. Наибольший интерес представляет излучение шума неподвижными элементами конструкций самолета. Акустические характеристики потоков, обтекающих эти элементы хорошо анализируются уравнениями Фокс-Вильямса Хоукинса, взаимосвязанными между собой.

$$\delta'' = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\pi^2}{\pi x_i \pi x_j} \int v(t_0) \left[\frac{T_{ij}}{R \left| 1 - \left(\frac{R}{R} \right) \cdot M \right|} \right]_{\tau = \tau_e} d\zeta - \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\pi}{\pi x_i} \int s(t_0) \left[\frac{f_i}{R \left| 1 - \left(\frac{R}{R} \right) \cdot M \right|} \right]_{\tau = \tau_e} dS(\zeta) - \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\pi}{\pi x_i} \int s(t_0) \left[\frac{1}{R \left| 1 - \left(\frac{R}{R} \right) \cdot M \right|} \right]_{\tau = \tau_e} d\zeta + \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\pi^2}{\pi x_i \pi x_j} \int v_c(t_0) \left[\frac{\delta_0 V_i V_j}{R \left| 1 - \left(\frac{R}{R} \right) \cdot M \right|} \right]_{\tau = \tau_e} d\zeta.$$

Информативность такого метода оценки состояния существенно повышается при использовании одновременно нескольких параметров.

Созданы новые методы и в последствии средства автоматического определения технического состояния авиационных ГТД в системе ЛА. Они реализованы в виде экспертной системы, позволяющей определять неисправности изделий с помощью базы данных и знаний, при которых вероятность обеспечения эффективности двигателя и ЛА будет наибольшей.

Заключение

На основании результатов проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

Наличие дефекта на лопатке соплового аппарата модели блока камеры сгорания приводит к качественным изменениям характеристик газового потока на выходе из модели.

Шум газового потока на выходе модели с дефектом возрастает в области высоких частот. Максимальные значения шума, генерируемого дефектом, выявлены на режиме расхода воздуха через модель, при котором G = 0,35 кг/с и в 1/3-октавной полосе частот со средней частотой 20 кГц. Статическое давление и средняя скорость потока в окрестностях проекции дефекта на срез сопла модели падают, а окружная неравномерность этих же параметров увеличивается более, чем на 10%.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о целесообразности широкого внедрения разработанного акустического метода для контроля технического состояния авиационных газотурбинных двигателей.

Литература

1. А.с. 96509661 СССР. Способ диагностики технического состояния авиационных газотурбинных двигателей / Виноградов Ю.В., Виноградов В.Ю.: опубл. 7.07.96. – 6 с.

2. Виноградов В.Ю. Аэроакустическая диагностика элементов проточной части ГТД [Текст] / В.Ю. Виноградов, А.П. Тунаков // Внутрикамерные процессы в энергетических установках, струйная акустика, диагностика: тез. докл. науч.-техн. семинара 15-16 мая 1996г. – Казань, 1996. – С.28.

3. Виноградов В.Ю. Диагностика состояния газотурбинных двигателей в условиях аэродромного базирования [Текст] / В.Ю. Виноградов // Изв. вузов. Авиац. техника.- 2000. - № 2 - С. 32-35.

Поступила в редакцию 12.05.2012

В.Ю. Віноградов, А.А. Сайфуллін. Контроль технічного стану авіаційних ГТД за акустічними параметрами, виміряними на срезі сопла двигуна

У статті розглядаються питання дослідження технічного стану авіаційних газотурбінних двигунів за акустичними характеристиками. У практиці експлуатації ГТД зустрічається ряд дефектів, прояв яких на гарячих режимах здатний викликати серйозні руйнування елементів ГВТ ГТД, тому діагностування на холодному режимі за акустичними характеристиками при невеликих швидкостях ставить своєю метою виявлення тих дефектів, які не можуть бути визначені на гарячих режимах. Такі дефекти, як прогари лопаток, на стадії зародження здатні привести до зупинки двигуна.

Ключові слова: авіаційний двигун, технічний стан, гарячі випробування, експрес діагноста, акустичні параметри.

V.Yu.Vinogradov. On monitoring of aircraft GTE technical state by using the acoustical parameters on the engine nozzle exit

In this paper, we examine some problems concerning the technical state of aircraft gas-turbine engines using as the base the acoustical characteristics. In the course of GTE practical service, we observe a number of defects whose occurrence may cause at hot operating conditions a very serious failure of GTE gas-air flow duct. For this reason, the diagnostics at cold operating conditions with use of acoustic characteristics and low velocities makes it possible to reveal defects that cannot be detected at hot ones: e.g., burnouts at the stage of their nucleation resulting usually in engine seizure.

Key words: aircraft engine, technical state, hot tests, express diagnostics, acoustical parameters.

УДК 629.33;621.43

А. А. Грабовский¹, В. А. Миронов²

¹ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет», г. Пенза, ²ОАО «Пензадизельмаш», Россия

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДВС В РЕЖИМЕ ДИМ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ УПРАВЛЯЕМОГО ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Предложен алгоритм функционирования двигателей внутреннего сгорания в режиме дискретного изменения мощности, основанного на поочередном отключении (деактивации) части цилиндров с реализацией «растянутого» порядка их работы совместно с реализацией управляемого по фазам газораспределения, сечению «седло-клапан» и состоянию «открыт-закрыт» газораспределительного механизма классического исполнения или с оригинальными распределительными элементами в зависимости от режимов работы двигателя и нагрузки. Кроме этого разработаны блок-схемы приборной реализации, упрощенный алгоритм перехода на варианты ДИМ и алгоритм, реализованный на основе микропроцессорной системы управления силовым агрегатом.

Ключевые слова: Силовой агрегат, ДВС, дискретное изменение мощности, «активные» и «пассивные» цилиндры, ГРМ, клапаны, распределительные элементы, впуск, выпуск.

Введение

При переходе работы ДВС в режим дискретного изменения мощности (ДИМ) [1, 2] возникает дополнительная нагрузка на «активные» цилиндры, обусловленная насосными потерями в «пассивных» цилиндрах, а также нагрузкой, возникающей при сжатии воздуха в «пассивных» цилиндрах, которая частично компенсируется на такте расширения. В этом случае несколько увеличивается часовой расход топлива при работе двигателя в режиме холостого хода и удельный расход при работе двигателя на режимах частичных нагрузок. Вместе с тем, в любом из режимов ДИМ должен улучшаться состав ОГ, учитывая, что на единицу массы ОГ в активном цилиндре приходится несколько единиц массы чистого воздуха, выходящего на такте выпуска из «пассивных» цилиндров.

$$G = G_{0\Gamma} + i'G_B$$
,

где G_{ог} — масса отработавших газов, выходящих из «активного» цилиндра на такте выпуска;

G_в — масса чистого воздуха, выходящего из «пассивного» цилиндра на такте выпуска;

i' - число «пассивных» цилиндров.

Разработка алгоритма управления ГРМ

При реализации ГРМ с электрогидравлическими приводами или использованием вместо традиционных клапанов поворотных распределительных элементов, например, типа «шаровой кран»,

© А. А. Грабовский, В. А. Миронов, 2012 - **30** - возникает возможность значительно снизить нагрузки на «активные» цилиндры, с одновременным улучшением процесса функционирования ДВС в целом.

Так, если после такта впуска в «пассивном» цилиндре впускной клапан оставить в открытом состоянии, то такт сжатия, как таковой, будет проходить при значительном снижении нагрузки, а выходящий из цилиндра воздух будет создавать подпор давления во впускном коллекторе, что благоприятно будет сказываться на наполняемости «активного» цилиндра на такте впуска.

Если на третьем такте «пассивного» цилиндра (мнимый рабочий ход) впускной клапан оставить в открытом состоянии для наполнения цилиндра чистом воздухом и на четвертом такте (выпуска) выпустить его через выпускной клапан в выпускной коллектор, при закрытом впускном клапане, то в этом случае происходит снижение концентрации вредных веществ в составе отработавших газов, выходящих из «активного» цилиндра.

При реализации предлагаемой методики применительно к рядному пятицилиндровому четырехтактному ДВС при его переходе на ДИМ с отбором 50% мощности с алгоритмом, представленным на рис. 1, на каждый такт впуска «активного» цилиндра приходится один такт выхода чистого воздуха во впускной коллектор «пассивного» цилиндра. Аналогично на каждый выпуск ОГ «активного» цилиндра приходится один выпуск чистого воздуха из «пассивного» цилиндра.



Рис. 1. Алгоритм реализации ДИМ для четырехтактного рядного пятицилиндрового ДВС при 50% мощности с управляемым ГРМ

При переходе на ДИМ с отбором 33 % мощности (рис. 2) на каждый такт впуска «активного» цилиндра приходится два такта выхода чистого воздуха во впускной коллектор «пассивных» цилиндров. Аналогично на каждый выпуск ОГ «активного» цилиндра приходится два выпуска чистого воздуха из «пассивных» цилиндров. При этом начало первого такта выхода чистого воздуха из «пассивного» цилиндра и окончание второго такта значительно перекрывают начало и окончание фазы впуска «активного» цилиндра, что позволяет обеспечить равномерность подпора воздуха во впускном коллекторе, а, следовательно, наполняемость «активного» цилиндра.



Рис. 2. Алгоритм реализации ДИМ для четырехтактного рядного пятицилиндрового ДВС при 33 % мощности с управляемым ГРМ

При переходе на ДИМ с отбором 15% мощности на каждый такт впуска «активного» цилиндра приходится четыре такта выхода чистого воздуха во впускной коллектор «пассивных» цилиндров. На каждый выпуск ОГ «активного» цилиндра приходится два выпуска чистого воздуха из «пассивных» цилиндров. Данный алгоритм приемлем и может быть применим на всех существующих двигателях внутреннего сгорания.

Таким образом, переход двигателя на дискретное изменение мощности в различных условиях эксплуатации с реализацией управляемого газораспределительного механизма как по значению фаз и их длительности, так и по состоянию «открыт - закрыт», позволит повысить эффективность работы ДВС в режиме ДИМ за счет улучшения наполняемости «активных» цилиндров, вследствие повышения давления во впускном коллекторе, а также снизить концентрацию вредных веществ в составе отработавших газов.

Энергетический алгоритм функционирования ДВС с ДИМ

Работа ДВС в режиме ДИМ при формировании крутящего момента силовым агрегатом классического исполнения или в составе гибридных или комбинированных силовых агрегатов наиболее просто реализуемая при использовании впрысковых систем питания с электронным управлением форсунками. В этом случае, управление режимами работы силового агрегата в ручном режиме управления, начиная от запуска двигателя, его прогрева и до перехода на различные варианты ДИМ затруднено и возможно только в очень узком диапазоне. Например, при усовершенствовании уже созданных силовых агрегатов транспортных средств, находящихся в эксплуатации. Блок-схема и упрощенный алгоритм перехода на «растянутый» порядок работы для четырехцилиндрового ДВС при различных вариантах усовершенствованного способа ДИМ представлены на рис. 3.



Рис. 3. Блок-схема приборной реализации и упрощенный алгоритм перехода на варианты ДИМ

При более сложных вариантах, функция управления силовым агрегатом должна осуществляться микропроцессорной системой управления в автоматическом режиме.

Алгоритм процесса функционирования может быть представлен в виде блок-схемы (рис. 4). При этом в случае использования управляемого ГРМ с электро- гидроприводами и впрысковых систем питания с электроуправляемыми форсунками, процессы управления форсунками и клапанами должны быть строго синхронизированы.

При реализации данного алгоритма на ДВС легкого топлива, в процесс управления следует также включить управление процессом искрообразования, и, с целью экономии энергии, отключать процесс формирования искры в «пассивных» цилиндрах.

Кроме этого, система должна иметь возможность перехода на различные режимы функцио-

нирования, например, экономичный, нормальный и спортивный. Также в таких системах целесообразно иметь режим самодиагностики перед запуском и возможность перехода на режим ручного управления с блоком сенсорного выбора программы (СВП).

Начало и конец программы соответствует включению и выключению зажигания. Включение зажигания подготавливает систему к работе и подает напряжение питания на ее элементы: датчики, формирователи опорных сигналов, компараторы. Такими датчиками являются датчик положения коленчатого вала, датчик положения доссельной заслонки, датчик частоты вращения коленчатого вала и датчик температуры охлаждающей жидкости. Эти датчики в момент начала вращения коленчатого вала вырабатывают соответствующие сигналы *U*дп_{кв}, *U*дп_{рв}, *U*дп_{дз}, *U*дчв_{кв} и *U*дт_{ож}. Кроме этого, вводится информация о величине опорных напряжений Uon_{ow1} , Uon_{ow2} , *m и i*. Опорные напряжения температуры охлаждающей жидкости соответствуют предварительному и окончательному прогреву двигателя. Величина опорного напряжения Uon_{ow1} устанавливается в зависимости от температуры окружающей среды и климатической зоны эксплуатации транспортного средства (40 – 60 °C). Величина опорного напряжения Uon_{ow2} устанавливается в зависимости от рекомендаций завода-изготовителя (90 – 98 °C). Значение *m* соответствует тактности двигателя (двух- или четырехтактный), *i* – число цилиндров.

Перед запуском двигателя контролируется положение механизма переключения передач МКП или селектора АКП. При нейтральном положении механизмов осуществляется контроль сигнала датчика частоты вращения коленчатого вала *U*дчв_{кв} и при его нулевом значении в работу включается блок контроля запуска ДВС, управляющий стартером посредством ключа зажигания (кнопки «старт») или с дистанционного блока управления.

После запуска двигателя, когда Идчв_{кв} ≠ 0, вводится значение U_0 , *k* и *j*. При этом *j* соответствует номеру передачи переднего хода (передаточному отношению АКП). Передача заднего хода контролируется особо. Коэффициент k может меняться в пределах 0,80 - 0,95 для экономичного режима движения, от 0,95 до 1,25 для нормального режима и от 1,3 до 1,5 для спортивного режима движения. Значение U₀ определяется исходя из величины напряжения питания бортовой сети транспортного средства. Затем, исходя из величины указанных трех параметров формируется опорное напряжение $U_{0\Pi} = U_0 \cdot k \cdot j$, которое в дальнейшем сравнивается с напряжением Идчв_{кв}, снимаемого с датчика частоты вращения коленчатого вала.

Далее в работу вступает блок контроля предварительного прогрева двигателя, в котором сравнивается сигнал с датчика температуры охлаждающей жидкости *U*дт_{ож} с опорным сигналом *U*оп_{ож1}. При равенстве этих сигналов в работу включается блок контроля окончательного прогрева двигателя, а если $U_{\text{дт}_{\text{ож}}} < U_{\text{оп}_{\text{ож}1}}$, то осуществляется контроль положения дроссельной заслонки. При нулевом ее положении происходит прогрев двигателя в нормальном режиме с обычным порядком работы двигателя. Если дроссельная заслонка открыта. то в этом случае может быть прогрев на месте на повышенных оборотах или прогрев в движении на первой передаче или движении задним ходом. Но во всех случаях происходит прогрев двигателя в нормальном режиме с обычным порядком его работы.

При достижении температуры охлаждающей жидкости большего значения частичного прогрева,

но при условии $U_{\text{дт}_{\text{ож}}} < U_{\text{оп}_{\text{ож}2}}$, при нулевом положении дроссельной заслонки $U_{\text{дп}_{\text{д3}}} = 0$, продолжается прогрев двигателя на месте, но в режиме ДИМ высшего порядка (для рядного четырехцилиндрового двигателя ДИМ 40%). Если положение дроссельной заслонки не соответствует нулевому положению, то в этом случае будет происходить дальнейший прогрев двигателя в нормальном режиме его работы на повышенных оборотах. Если будет включена передача заднего хода, то транспортное средство может двигаться задним ходом, а двигатель будет продолжать работать в нормальном режиме с обычным порядком его работы.

При включении передачи переднего хода (перевода селектора в режим движения «вперед») и началом движения, начинается контроль положения дроссельной заслонки. При ее нулевом положении $U_{\text{дп}_{33}} = 0$, транспортное средство движется в режиме торможения двигателем, а двигатель будет продолжать работать в нормальном режиме с обычным порядком его работы. Если положение дроссельной заслонки не соответствует нулевому положению $U_{\text{дп}_{33}} \neq 0$, т. е., транспортное средство движется в перед, то в этом случае контролируется величина сигнала с датчика частоты вращения коленчатого вала $U_{\text{дчв}_{\text{кв}}}$.

При условии $U_{\text{ДЧВ}_{\text{KB}}} = U_{\text{оп}}$ и при $U_{\text{ДП}_{\text{KB}}} = U_{\text{ДП}_{\text{рв}}}$, происходит переход на дискретное изменение мощности высшего порядка (ДИМ 40%). В случае положительного или отрицательного ускорения TC, когда $U_{\text{ДЧВ}_{\text{KB}}} \neq U_{\text{оп}}$, происходит переход двигателя на нормальный режим с обычным порядком его работы. Это явление наступает при увеличении нагрузки на ведущих колесах или при необходимости ускорения TC.

При окончательном прогреве двигателя и достижении условия $U_{\text{дT}_{OK}} \ge U_{\text{ОП}_{OK2}}$, при нулевом положении дроссельной заслонки $U_{\text{дП}_{Д3}} = 0$ и нейтральном положении механизмов управления трансмиссией, двигатель работает на холостом ходу с переходом на дискретное изменение мощности низшего порядка (ДИМ 25%). При $U_{\text{дП}_{Д3}} \ne 0$ и нейтральном положении механизмов управления трансмиссией, двигатель будет работать на повышенных оборотах с переходом на дискретное изменение мощности низшего порядка (ДИМ 25%).

При включении передачи заднего хода, транспортное средство может двигаться задним ходом, а двигатель будет работать в нормальном режиме с обычным порядком его работы. При включении передачи переднего хода (перевода селектора в режим движения «вперед») и начале движения начинается контроль положения дроссельной заслонки. При ее нулевом положении $Uдп_{д3} = 0$, транспортное средство движется в режиме торможения двигателем, а двигатель будет продолжать работать в нормальном режиме с





обычным порядком его работы. Если положение дроссельной заслонки не соответствует нулевому положению $U_{\text{ДП}_{33}} \neq 0$, т. е., транспортное средство движется вперед, то в этом случае контролируется величина сигнала с датчика частоты вращения коленчатого вала $U_{\text{ДЧB}_{\text{KB}}}$. При условии $U_{\text{ДЧB}_{\text{KB}}} = U_{\text{оп}}$ и при $U_{\text{ДП}_{\text{KB}}} = U_{\text{ДП}_{\text{рB}}}$, происходит переход на дискретное изменение мощности высшего порядка (ДИМ 40%). В случае положительного или отрицательного ускорения TC, когда $U_{\text{ДЧB}_{\text{KB}}} \neq U_{\text{оп}}$, происходит переход двигателя на нормальный режим с обычным порядком его работы. Это явление, как и в предыдущем случае, наступает при увеличении нагрузки на ведущих колесах или при необходимости ускорения TC.

При достижении предельной частоты вращения коленчатого вала для данной передачи, при положительном или отрицательном ускорении TC, происходит переключение на повышенную или пониженную передачу в ручном или автоматическом режиме.

Заключение

Таким образом, предложенные алгоритмы перехода на дискретное изменение мощности двигателя (энергетические алгоритмы функционирования ДВС с ДИМ) позволяют осуществить управление режимами работы силового агрегата в автоматизированном режиме управления, начиная от запуска двигателя, его прогрева и до перехода на различные варианты ДИМ.

Литература

1. Пат. № 2380562, Российская Федерация, МПК F02D 17/02. Способ дискретного изменения мощности ДВС (Варианты) / Грабовский А. А.; Заявитель и патентообладатель А. А. Грабовский. -№ 2008104241; заявл. 04.02.2008; опубл. 27.02. 2010, Бюл. № 3.

2. Грабовский А.А. ДВС с дискретным изменением мощности [Текст]/А. А. Грабовский //Автомобильная промышленность.- 2008.- № 2. -С.8-12.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.А. Грабовський, В.А. Миронов. Розробка алгоритму функціонування ДВЗ у режимі ДЗП при реалізації керованого газорозподільного механізму

Запропоновано алгоритм функціонування двигунів внутрішнього згоряння в режимі дискретної зміни потужності, заснованого на почерговому відключенні (деактивації) частини циліндрів з реалізацією «розтягнутого» порядку їх роботи спільно з реалізацією керованого за фазами газорозподілу, перетину «сідло-клапан» і станом «відкритий-закритий» газорозподільного механізму класичного виконання або з оригінальними розподільними елементами в залежності від режимів роботи двигуна та навантаження. Крім цього розроблені блок-схеми приладової реалізації, спрощений алгоритм переходу на варіанти дискретної зміни потужності і алгоритм реалізований на основі мікропроцесорної системи управління силовим агрегатом.

Ключові слова: силовий агрегат, ДВЗ, дискретна зміна потужності, «активні» і «пасивні» циліндри, ГРМ, клапани, розподільні елементи, впуск, випуск.

A. A. Grabowsky, V.A. Mironov. Algorithm development of the internal combustion engine DIM mode for implementing controlled timing mechanism

The algorithm of the functioning of the internal combustion engine in a discrete mode changes based on the alternate power off (deactivation) of the cylinder with the implementation of «stretched» about their work in conjunction with the implementation of controlled phase timing, the section «saddle-valve» and as «open-closed» timing mechanism of classical performance or with the original distribution elements, depending on the mode of the engine and the load. In addition developed the block diagram of the instrument implementation, simplified algorithm of transition on the options for discrete change of power and the algorithm implemented on the basis of microprocessor control system of power unit.

Keywords: power unit, internal combustion engine, a discrete change of power, «active» and «passive» cylinders, timing, valves, distribution elements, intake, exhaust.

УДК 629.03

А.В. Грицюк, С.В. Пилипенко, В.К. Савич, В.И. Вахрушев

Казенное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ РАДИАТОРА АВТОНОМНОГО ЭЛЕКТРОАГРЕГАТА АД8-П28,5-2РП С ПРИВОДОМ ГЕНЕРАТОРА ОТ ДИЗЕЛЯ 2ДТАЭ

В статье представлены результаты исследований вибронагруженности радиатора системы охлаждения от динамических сил, возбуждаемых охлаждаемым двухцилиндровым дизелем, который приводит во вращение ротор генератора электроагрегата АД8-П28,5-2РП. Показано, что приемлемый для обеспечения надежной работы системы охлаждения уровень виброускорений на радиаторном узле обеспечивается путем подбора конструкции крепления радиатора, устанавливаемого на специальные амортизаторы на индивидуальном, отдельном от дизеля, кронштейне определенной жесткости.

Ключевые слова: двухцилиндровый дизель, вибронагруженность, ротор генератора, нагруженность системы, виброускорение.

Одной из особенностей конструкции электроагрегата АД8-П28,5-2РП [1] разработки КПХКБД является то, что радиатор находится на одной раме с двигателем и, таким образом, воспринимает весь спектр динамических нагрузок, возбуждаемых двухцилиндровым дизелем 2ДТАЭ [2]. Поэтому вопросы вибронагруженности радиатора вызывают интерес, поскольку они непосредственно связаны с прочностью радиатора и, в конечном итоге, работоспособностью электроагрегата. В процессе экспериментальной отработки конструктивных решений, отбираемых при проектировании этого электроагрегата, был выполнен комплекс исследований по оценке вибронагруженности радиатора системы охлаждения дизеля. Работа проводилась на силовом блоке АД8.05Сб в условиях агрегатного стенда.

На рис. 1 представлен общий вид исследуемого силового блока, который состоит из: рамы, дизеля, стартер-генератора и его привода, а также систем питания, охлаждения и выпуска отработавших газов.



Рис. 1. Общий вид силового блока

На агрегатный стенд силовой блок устанавливался на шести амортизаторах, полностью имитирующих его установку в объекте. Работа проводилась по программе, которая предусматривала исследование вибронагруженности радиатора при его установке на: -штатных амортизаторах (вар. 1);
-опытных амортизаторах (вар. 2);
-жестких металлических стаканах (вар. 3).
Фотографии исследуемых вариантов амортизаторов представлены на рис. 2.

© А.В. Грицюк, С.В. Пилипенко, В.К. Савич, В.И. Вахрушев, 2012 - **36** -


Рис. 2. Исследуемые варианты амортизаторов: а) вариант 1; б) вариант 2; в) вариант 3

Кроме того, дополнительно исследовалась измененная (более жесткая) конструкция опоры радиатора (рис. 3), установленного на штатные амортизаторы (вар. 4).



Рис. 3. Ужесточенная конструкция опоры радиатора

Оценка вибронагруженности осуществлялась путем измерения виброускорений вибродатчиками ABC 017, устанавливаемых на самом радиаторе и в районе крепления левого амортизатора. Сигнал от вибродатчиков поступал на виброметр 2511 фирмы «Брюль и Къер». Запись и обработка информации осуществлялась на персональном компьютере ASUS Eee PC901, оборудованном АЦП ADA 1406 и программным обеспечением «Power Graph».

Исследования проводились на режимах запуска и остановки двигателя, а также на частотном режиме вращения коленчатого вала двигателя, соответствующем номинальной мощности электроагрегата, при работе:

- на холостом ходу;
- нагрузке 4,7 кВт;

- нагрузке 8,2 кВт (номинальный режим работы электроагрегата).

Типичные осциллограммы сигналов исследуемых параметров для 4-го варианта сборки радиаторного узла, на номинальном режиме работы электроагрегата, показаны на рис. 4. На осциллограммах представлены: частота вращения коленчатого вала, виброускорение в районе крепления амортизатора и виброускорение на радиаторе.

Результаты замеров максимальных амплитудных значений виброускорений в g даны в таблице 1.



Рис. 4. Типичные осциллограммы сигналов исследуемых параметров на номинальном режиме работы электроагрегата для 4-го варианта сборки радиаторного узла

Таблица 1

Вариант	M	Режим работы			
исследования	место установки датчика	Холостой ход	N = 4,7 кВт	N = 8,2 кВт	
1	До амортизатора	41	44	36	
1	На радиаторе	8,8	8,3	7,8	
2	До амортизатора	26	31,6	21	
	На радиаторе	10,7	11,4	10,6	
2	До амортизатора	31	31,6	19	
3	На радиаторе	19,1	22,7	15	
4	До амортизатора	15,6	15,8	15	
	На радиаторе	0,64	0,64	0,57	

Максимальные амплитудные значения виброускорений

Анализ результатов исследований показывает, что наименыший уровень виброускорений как до амортизатора, так и на радиаторе зафиксирован при 4-ом варианте сборки радиаторного узла. Виброускорения на номинальном режиме (N = 8,2кВт) до радиатора более чем в 2 раза ниже, чем в штатном варианте, а на радиаторе получено снижение виброускорений более чем на порядок.

Таким образом, 4-ый вариант конструкции крепления радиатора, установленного на штатные амортизаторы, был рекомендован с целью унификации, для внедрения в электроагрегаты серий АД8 на различных этапах их разработки.

Литература

1.Автономный двухрежимный вспомогательный электроагрегат для наземных транспортных средств [Текст] / А.В.Грицюк, А.А.Мотора, Е.В. Шаповалов, А.С. Жуков // Двигатели внутреннего сгорания. - 2011. - №2. - С. 74-78.

2. Грицюк А.В. Новое направление в дизелестроении Украины [Текст] / А.В. Грицюк, И.В. Парсаданов, А.А. Мотора // Двигатели внутреннего сгорания. - 2011. - №1. - С. 48-53.

Поступила в редакцию 01.06.2012

О.В. Грицюк, С.В. Пилипенко, В.К. Савіч, В.І. Вахрушев. Дослідження вібронавантаженості радіатора автономного електроагрегата АД8-П28,5-2РП з приводом генератора від дизеля 2ДТАЭ

У статті представлені результати досліджень вібронавантаженості радіатора системи охолодження від динамічних сил, порушуваних охолоджуваним двоциліндровим дизелем, що приводить в обертання ротор генератора електроагрегата АД8-П28,5-2РП. Показано, що прийнятний для забезпечення надійної роботи системи охолодження рівень віброприскорень на радіаторному вузлі забезпечується шляхом підбора конструкції кріплення радіатора, установлюваного на спеціальні амортизатори на індивідуальному, окремому від дизеля, кронштейні визначеної жорсткості.

Ключові слова: двоциліндровий дизель, вібронавантаженість, ротор генератора, надійність системи, віброприскорення.

Grytsyuk A., Pilipenko S., Savich V., Vakhrushev V. Research of vibratory loading of a radiator of self-contained electrical unit АД8-П28,5-2РП with generator driven from a diesel engine 2ДТАЭ

In the article the results of researches of vibratory loading of a radiator of a cooling system from dynamic forces created by the cooled two-cylinder diesel engine which rotates a rotor of the generator of electrical unit AJ8- $\Pi 28$, 5- $2P\Pi$ are presented. It is shown, that admissible level of vibration accelerations on the radiator unit for maintenance of reliable operation of the cooling system is provided by selection of a design of fastening of the radiator installed on special shockabsorbers on individual, separate from the diesel engine, bracket of the specified rigidity. УДК 621.515

И.Е. Евдокимов, А.А. Яковлев

Московский авиационный институт, г. Москва, Россия

ТЕПЛООБМЕН В ВЫХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ МАЛОГАБАРИТНОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ: ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТ

В статье исследуется теплообмен в выходном устройстве (ВУ) малогабаритного авиационного двигателя TC-21. Основной акцент сделан на численных расчетах математической модели в пакете ANSYS CFX. Проведен анализ соответствия расчетных температур экспериментальным, полученным методом тепловизионной съемки. Также анализируется зависимость результата решения от параметров математической модели и, конкретно, степени дискретизации пристеночного слоя. В результате получено хорошее соответствие математической модели экспериментальным данным, рассмотрены пути повышения качества экспериментального исследования.

Статья будет полезна инженерам и исследователям, занимающимся расчетом теплообмена высокоскоростных дозвуковых турбулентных потоков в авиационных двигателях и газовых турбинах.

Ключевые слова: излучение, лучистый теплообмен, сложный теплообмен в соплах.

Введение

Проведенная работа является промежуточным звеном к самостоятельным расчетам лучистых потоков от элементов конструкции двигательной установки. Для успешного определения характеристик эмиссии инфракрасного (ИК) излучения необходимо иметь проверенные математические модели, описывающие теплообмен вблизи излучающих поверхностей и располагать точными результатами относительно теплового состояния элементов излучающей системы.

При этом, для описанной цели важно получить не только верные интегральные характеристики, но и иметь в распоряжении точные поля температур, особенно в случае наличия его существенной неравномерности.

Применяемый для экспериментального исследования метод ИК-съемки позволяет сразу получить пространственное распределение температур поверхности, не нуждается в установке какого-либо дополнительного оборудования, однако, требует ответственного подхода к исследованию теплофизических свойств рассматриваемой поверхности.

В работе [1] была проведена оценка метода определения лучистых потоков при помощи тепловизора. В настоящей работе, в целях экономии ресурсов, используются те же экспериментальные данные, но для проверки тепловой модели.

Экспериментальная установка

Исследования проводились на стенде, оснащенном модифицированным турбостартером TC-21 (см. рис. 1).

© И.Е. Евдокимов, А.А. Яковлев, 2012



Рис. 1. Внешний вид ТС-21 с соплом

Оригинальная конструкция турбостартера была изменена: вместо турбины 2 ступени и выходного вала установлено центральное тело и коническое дозвуковое сопло. Сам двигатель установлен на стенд, оснащенный устройством измерения тяги. Выхлопные газы отводятся в эксгаустер, представляющий собой протяженную трубу диаметром в два раза большим диаметра сопла.

Математическая модель

Цель работы состояла в моделировании теплообмена при различных значениях y^+ на стенке сопла (рис. 2), без значительного снижения относительных параметров качества сетки (например, коэффициента роста элементов).

- 39 -



Рис. 2. Стенка сопла со стойкой и центральным телом

Средние параметры итоговых расчетных сеток, использованных для расчета теплообмена при $y^+ = 6$ и $y^+ = 20$ приведены в таблицах 1 и 2 соответственно.

	Габлица
Средние параметры сетки	при у+ = 6

Domain Name	Orthog. Angle	Exp. Factor	Aspect Ratio
FLUID	33.6	46	301
SOLID	67.1	5	10
Global	33.6	46	301

Таблица 2

Средние параметры сетки при $y^+ = 20$

Domain Name	Orthog. Angle	Exp. Factor	Aspect Ratio
FLUID	22.4	222	60
SOLID	67.1	5	10
Global	22.4	222	60

Во всех случаях качество сетки, вообще говоря, не удовлетворяет требованиям ANSYS CFX, однако, в обоих расчетах количество «плохих» элементов не превышает одного процента от общего количества элементов в сетке.

В итоге, для менее подробной сетки $y^+=20$, общее количество элементов составило 5004483, для $y^+ = 6 - 6387200$.



Рис. 3. Схема граничных условий задачи

Граничные условия задачи назначались, исходя из известного расчета турбостартера по среднему сечению. Принятые значения параметров приведены в таблице 3.

Таблица 3

|--|

Граничное условие	Значение параметров	Дополнительны е условия	
Вход (Inlet)	m=0,377333 кг/с	Т*=933,394 К	
Атм-ра (Atm)	Rel. Press = 0 (Pa)	-	
Выход (Outlet)	Rel. Press = 0 (Pa)	-	

Кроме того, согласно расчету двигателя по среднему сечению, на входе в сопло задавалась закрутка потока. Угол абсолютной выходной скорости равен $\alpha = 45^{\circ}06'53''$.

Результаты расчетов

Относительная достоверность трехмерного газодинамического расчета контролировалась по имеющимся данным расчета по среднему диаметру, которые практически совпали. Исходными данными к расчету в CFX служил расход и направление потока. Более точная проверка требует соответствующего экспериментального оборудования. Исходя из того, что целью расчета является получение адекватной тепловой модели, и выработка надежной методики моделирования теплового состояние излучающих элементов двигателя, достаточным является контроль расчетной и экспериментальной температур поверхностей, имеющих важное значение для последующих расчетов. Такой подход чреват сложностями при выявлении ошибок и неточностей модели, однако, экономичен и позволяет работать только с тем оборудованием, которое имеется в наличии.

Ниже приведены изображения расчетных температурных полей, полученных для задач с различной сеткой.



Рис. 4. Расчетная температура $y^+ = 20$



Рис. 5. Расчетная температура $y^+ = 6$

Решения, представленные на рис. 4 и 5, не имеют существенных различий в экстремальных температурах, достигаемых на расчетной поверхности, однако, поля температур существенно различны — это хорошо видно по линиям изотерм. Приведем изображение разницы значений температур в каждой точке поверхности.



Рис. 6. Разность расчетных температур

На рис. 6. хорошо виден локализованный характер разницы в решении, полученном при более подробной дискретизации пограничного слоя, относительно задачи с менее подробным разбиением пограничного слоя и большим первым элементом у стенки.

В целом большая относительная погрешность находится как раз в зоне эффектов, порождаемых вихрем, образующимся из-за продольной стойки (см. рис. 7).



Рис. 7. Линии тока в сопле



Рис. 8. Тепловое состояние стойки и стенки сопла

Максимальные расчетные температуры в конструкции, по понятным причинам, достигаются в стойке сопла (рис. 8). При замерах температур тепловизором, это место является труднодоступным, поэтому результаты приведены для справки.

Результаты тепловизионной съемки

Изначально, тепловизионная съемка двигателя ТС-21 использовалась в целях проверки программы расчета лучистых потоков. Поэтому используемый массив экспериментальных данных с прошедших запусков отличается тем, что тепловизор был установлен на некотором расстоянии от двигателя (примерно 2 м), под углом к соплу. Установка контрольной термопары была затруднена в силу формы сопла и сложности конечной проверки показаний. Для более надежных измерений, включающих в себя определение степени черноты поверхностей объекта, необходима работа с конкретными образцами материала, либо установка нескольких термопар на поверхностях сопла. Предварительные расчеты помогают определить удобное положение для размещения датчиков.

Несмотря на то, что точное определение степени черноты в технике тепловизионной съемки занимает ключевое положение, при ограниченных возможностях, допустимо назначать степень черноты материала экспертным образом, исходя из марки материала, состояния излучающей поверхности и температуры. Недостатком этого метода является его субъективность.



Рис. 9. Степень черноты жаропрочных сплавов в зависимости от температуры: 1 - сталь типа X18H10, поверхность в состоянии поставки, окислена; 2 - сталь типа X18H10, поверхность окислена на воздухе при 1373 К в течение 30 мин.; 3 - сталь типа X18H10, поверхность механически полирована

При назначении степени черноты использовалось, во-первых, руководство [3], поставляемое вместе с тепловизором, во-вторых, справочник [4], данные из которого приведены на рис. 9. Материал сопла — жаропрочный сплав Х18Н10. В диапазоне длинных волн 8-14 мкм в [3] отсутствуют данные для окисленной нержавеющей стали при температуре примерно 600 °C. Для обработанной песком нержавеющей стали при 700 °C интегральная по спектру степень черноты равна 0.7, для сплава 8% никеля, 18% хрома при 500 °C — 0.35.

По сравнению с [3], данные [4] более полны (один из графиков приведен на рис. 10). Также в [4] приведена формула для расчета степени черноты шероховатой поверхности:

$$\epsilon_{\rm m} = \epsilon (1 + 2, 8(1 - \epsilon)^2).$$

При степени черноты исходного материала 0,35, степень черноты шероховатого, вычисленная по формуле, равна 0,76. Это хорошо согласуется с степенью черноты 0,7 для поверхности, обработанной песком, и данными графика на рис. 10.



Рис. 10. Режим работы двигателя (по отношению температур)

На рис. 10 приведен график изменения температуры в некоторой точке поверхности, по которому можно составить представление о режиме работы двигателя. Максимум графика соответствует n = 86%, полка перед максимумом n = 62%. Далее работа будет производиться с изображениями, отснятыми 16:13:45-16:13:57 (температурные поля незначительно варьируются по значению температур), т.е. с расчетом на то, что следом за первой полкой идет вторая, на уровне $T \setminus T_{max} = 1$.



Рис. 11. Термограмма двигателя t = 16:13:57, с расположением точек замера температур

Таблица 4

D		
ναρίστη ποτή τ	TIMANATURI	U DOCHATOD
1 00 / 10 101 01	moniepermin	in pare rerob
•	-	-

Точка	Т _{р-т} , С	Т _{изм} , С	Δ, %
SP01	600	606	-1
SP02	575	541	+6,2
SP03	585	577	+1,1
SP04	560	576	-2,8
SP05(нар.)	615	525	+17,1
SP06(нар.)	605	534	+13,2
SP07(нар.)	590	530	+11,3

В таблице 4 приведены результаты расчета и термографических измерений для точек, изображенных на рис. 11. Точность измерений не рассчитывалась в силу того, что степень черноты назначалась экспертным образом. Также никак не была учтена форма сопла, т.е. различные угловые коэффициенты, под которыми наблюдается коническая поверхность с одной точки. Внесение таких поправок требует серьезной работы с полученными результатами и в этом случае будет необходима цифровая обработка выходных данных тепловизора. Все изложенные факторы так или иначе влияют на расчет и в сумме могут давать значительную погрешность.

Заключение

В целом, выбранный метод моделирования адекватно отражает температурное состояние со-

пла и, в среднем, дает небольшую погрешность результата, поэтому работы в направлении создания работоспособной и пригодной для точных тепловых расчетов математической модели сопла в комплексе ANSYS CFX будут продолжены.

В качестве приоритетных направлений будущей работы необходимо выделить:

 а) подробную съемку тепловизором поверхностей сопла, для получения четкой картины градиентов температурного поля (съемка с близких расстояний).

б) увеличение точности и совершенствование техники термографии применительно к данному случаю, т.е. измерение степени черноты образцов материала сопла, либо установка двух-трех контрольных термопар на поверхностях, видимых под прямым углом.

в) возможное использование системы зеркал для наблюдения поверхностных температур стойки сопла.

В перспективе, выполнение вышеизложенных пунктов позволит проверить методику расчета в

программном комплексе ANSYS CFX, с учетом многих параметров расчетных моделей.

Литература

1. Евдокимов, И.Е., Николаенко, В.С., Яковлев, А.А., Филиппов, Г.С., Ященко, Б.Ю, Исследование тепловой заметности малогабаритного авиационного двигателя, V Всероссийская научно-техническая конференция молодых специалистов. Материалы конференции: Уфимск. моторостр. произв. объединении. – Уфа, УМПО 2011. – 108 С.

2. Евдокимов И.Е., Сорокин А.А., Моделирование излучения струи горячих газов в ANSYS CFX // Вестник двигателестроения. — З.: OAO «Мотор Сич», 2010. — Вып. 2/2010. — C. 29-33.

3. ThermaCAM Researcher Professional, User's manual, FLIR v. 2.9, 2009.

4. Криксунов, Л.З., Справочник по основам инфракрасной техники. - М.: Советское радио, 1978. - С. 86.

Поступила в редакцию 01.06.2012

I.E. Evdokimov, A.A. Yakovlev. Convective and radiative heat transfer modeling in the turbulent flows using ANSYS CFX

In the article has been investigated heat exchange in the small-scale turbojet TS-21 exhaust nozzle. The main accent is made on numerical calculations of mathematical model in ANSYS CFX package. Calculated temperature gradients are presented and compared with experimental measurements given by infrared thermography. Also dependence of the given results from the discretisation parameters of the near-wall layer was found. It was obtained a good compliance of mathematical model to experimental data, ways of improvement of quality of an experimental study are considered.

The article is useful for specialists and researchers in the field of turbomachinery and heat exchange modelling using ANSYS CFX.

Key words: heat exchange, heat transfer, numerical simulations.

УДК 629.735.33

Л.В. Капитанова, Н.В. Кузнецова, А.Н. Джуринский

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ЭТАПЕ ПРИЗЕМЛЕНИЯ САМОЛЕТА

Предложена математическая модель оценки движения самолета на наиболее скоротечном участке его посадочной дистанции на этапе «парашютирования», т.е. в процессе первого удара самолета о взлетно-посадочную полосу. Отличительная особенность предложенной модели состоит в том, что в нее кроме основных параметров планера, шасси и ВПП введен параметр неуравновешенности посадочной массы подъемной силой крыла самолета. Исследована взаимосвязь нового параметра с вертикальной скоростью приземления на основе критерия безотрывности движения самолета в наземных режимах перемещения. Показано, что выбор параметров планера и шасси с учетом такого критерия позволяет сократить длину посадочной дистанции на 90 - 180 м.

Ключевые слова: модификация самолета, взлетно-посадочные характеристики, этап приземления, длина пробега, длина разбега.

Введение

Типичная посадочная дистанция самолета, как известно [1], состоит из участков: планирования, выравнивания, непосредственного приземления, нетормозного и тормозного пробега (рис. 1). Каждый из этих участков имеет свою специфическую особенность и, естественно, оказывает влияние на величину горизонтальной проекции посадочной дистанции (L_{ng}) , которая является одной из важнейших характеристик самолета любого типа [2].

Исследованию движения самолета на каждом из этих участков посвящено значительное число работ, которые позволяют еще на этапе выбора параметров планера и шасси прогнозировать поведение самолета на каждом участке посадочной дистанции [3, 4].

Наименее исследованным является участок непосредственного приземления, когда самолет с высоты h_{π} «парашютирует» с вертикальной скоростью V_y , а колеса опор шасси впервые соприкасаются со взлетно-посадочной полосой (ВПП). Этот участок наиболее короткий и по времени, и по длине $L_{\pi 3}$, но именно условия парашютирования определяют возникающую при этом перегрузку n_y , возможное повторное отделение самолета от ВПП, подскоки типа «козления» и даже «прогрессирующего козления» [5]. От условий непосредственного приземления зависят и длины последующих участков посадочной дистанции: нетормозного и тормозного пробега.

© Л.В. Капитанова, Н.В. Кузнецова, А.Н. Джуринский, 2012

Постановка задачи исследований

На характеристики участка приземления решающее влияние, кроме параметров планера и шасси самолета, оказывает техника пилотирования в виде формирования приемлемого соотношения посадочной массы m и подъемной силы крыла Y [6].

$$\beta = \frac{Y}{mq} , \qquad (1)$$

где β — коэффициент нескомпенсированности посадочной массы и подъемной силы крыла (рис.1) на различных участках посадочной дистанции самолета L_{пл};

L_{пл}, L_{вр}, L_{пз}, L_{нт.п}, L_{тп} – длины участков планирования, выравнивания, приземления (парашютирования), нетормозного и тормозного пути соответственно.

Величина коэффициента β на участке приземления, естественно, меньше единицы, а ее значение оказывает решающее влияние на все переходные процессы как по усилиям, так и по перемещениям в процессе первых ударов самолета о ВПП. Поэтому выбор рациональной величины этого коэффициента из условия отмеченных выше переходных процессов и является предметом данного исследования.

Решение поставленной задачи

В практике расчетов и сравнений удобно пользоваться относительной величиной коэффициента нескомпенсированности β

$$\overline{\beta} = 1 - \frac{Y}{mq} \,. \tag{2}$$

Если учесть, что $Y = C_y q S_{yM}$, то величина $\overline{\beta}$ определяется выражением

$$\overline{\beta} = 1 - \frac{C_y q}{p}, \qquad (3)$$

где С_у – величина коэффициента подъемной силы в момент приземления самолета;

q – скоростной напор;

р – удельная нагрузка на крыло.



Рис. 1. Значения нескомпенсированности массы самолета подъемной силой крыла (коэффициент) на различных участках посадочной дистанции

Существуют альтернативы в выборе величи-

ны $\overline{\beta}$. При малых значениях этого коэффициента перегрузки при приземлении не превышают 1,3...1,4, что приемлемо и для пассажиров, и для шасси самолета, однако, при этом увеличивается длина участка пробега и возможны возникновения неконтролируемых тангажных колебаний типа «козления» [5].

Поскольку основные величины, входящие в выражение (1), сами являются многопараметрическими функциями, то отыскание оптимально-

го значения $\overline{\beta}_{\text{опт}}$ путем исследования целевой функции такого коэффициента становится невозможным. Поэтому воспользуемся методикой

выбора β на основе анализа переходных процессов по перемещениям и усилиям путем последовательных приближений.

Рассмотрим движение самолета по ровной ВПП без крена и рыскания с поступательной скоростью \dot{x} , вертикальной скоростью \dot{y} , углом танга-

жа θ и угловой скоростью $\dot{\theta}$ относительно поперечной оси. Считается, что самолет совершает плоскопараллельное движение. Для записи уравнения движения описанной модели вводится земная (неподвижная) система координат с началом отсчета в точке 0, ось у системы направлена вертикально вниз, ось х — вперед по полету, ось z — по правому борту крыла перпендикулярно плоскости ХОУ.

Начало отсчета (точка о) находится над уровнем ВПП на высоте, равной расстоянию от центра масс самолета до нижнего обреза, равной расстоянию от центра масс самолета до нижнего обреза пневматиков колес основной опоры при гори-

зонтальном расположении оси самолета (угол тан-

гажа $\theta = 0^0$) и необжатой амортизации шасси.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику посадки самолета при определенной идеализации, рассмотрены в [6, 7]. В настоящей работе особое внимание уделено вопросу воспроизведения изменения перемещений и усилий в опорах шасси с учетом наличия в них дополнительных энергетических камер (ДЭК) и несбалансированности подъемной силы крыла и мас-

сы самолета, выражаемой коэффициентом $\overline{\beta}$ [8].

При такой постановке основные выражения, описывающие движение самолета на переходном воздушно-наземном участке взлетной дистанции (рис. 2), запишем в следующем виде:

- уравнение продольного движения центра масс самолета (проекция сил на ось х)

$$m\ddot{x} = X + \mu_{\Pi}P_{\Pi} + 2\mu_{0}P_{0} - P_{\Pi B}\cos\theta; \qquad (4)$$

 уравнение продольного движения центра масс самолета (проекция сил на ось у)

$$m\ddot{y} = Y + P_{\Pi} + 2P_0 - G + P_{\Pi B}\sin\theta.$$
 (5)

Если учесть, что при «парашютировании» возникает неуравновешенность массы самолета и подъемной силы крыла, возникшая при парашютировании самолета, то уравнения (4) и (5) преобразуются к виду:

$$\frac{C_{yq}S_{KP}}{(1-\overline{\beta})q}\ddot{x} = X + \mu_{\pi}P_{\pi} + 2\mu_{0}P_{0} - P_{_{\mathcal{I}B}}\cos\theta; \qquad (6)$$

$$\frac{C_{y}qS_{KP}}{(1-\overline{\beta})q}\ddot{y} = Y + P_{\pi} + 2P_{0} - \frac{C_{y}qS_{KP}}{1-\overline{\beta}} + P_{gB}\sin\theta.$$
 (7)

При движении самолета на нетормозном участке следует также учесть равновесие моментов относительно центра масс самолета

$$J_{zZ}\ddot{\theta} + b\dot{\theta} - 2P_{o}[e_{o}\cos\theta - (H_{o} - S_{o})\sin\theta] - - 2\mu_{o}P_{o}[e_{o}\sin\theta - (H_{o} - S_{o})\cos\theta] + P_{\pi} \times \times [a_{o}\cos\theta - (H_{\pi} - S_{\pi})\sin\theta] - \mu_{\pi}P_{\pi} \times \times [-a_{o}\sin\theta + (H_{o} - S_{o})\cos\theta] - M_{z}^{app} \pm M_{z}^{app} = 0.$$
(8)



Рис. 2. Расчетная модель самолета в момент его первого посадочного удара о ВПП с наличием ДЭК в стойках шасси

К уравнениям (6), (7) и (8) следует также добавить уравнения движения подвижных частей опор шасси в проекции на ось амортизационной системы (амортизатора):

- по передней опоре

- по основным опорам

а также уравнения раскрутки колес: - для передней опоры

$$\ddot{\varphi}_{n} = \frac{1}{J_{k}^{n}} \mu_{n} \frac{P_{n}}{z_{n}} \left(R_{n} - y_{\pi \mu}^{n} \right) ; \qquad (11)$$

- для основных опор

$$\ddot{\phi}_0 \frac{1}{J_k^0} \mu_0 \frac{P_0}{z_0} \Big(R_0 - y_{_{\Pi H}}^0 \Big), \tag{12}$$

где m – посадочная масса самолета;

V_у – вертикальная составляющая посадочной скорости;

 $J_{z}-$ момент инерции самолета относительно оси z;

 $\dot{\theta}$ — скорость тангажных колебаний самолета при посадке;

Р_{дв} – тяга двигателя;

b⁻⁻ коэффициент демпфирования самолета при его вращении относительно оси z;

S – ход амортизатора;

ла самолета;

М^{дв}_z — момент, создаваемый силой тяги двигателей:

Р – вертикальная нагрузка на колеса передней и основных опор;

Q - усилие в амортизационной стойке;

J_k – момент инерции колеса;

z_n, z₀ – количество колес на оси;

 μ_n , μ_0 — коэффициенты сопротивления качению колес о ВПП передних и основных опор соответственно;

R_n, R₀ – радиусы колес.

Работа амортизационной системы рассмотрена в четырех случаях движения самолета на участках приземления:

первый (I) — касание ВПП только основными опорами (посадка на основные опоры) и движение на основных опорах;

второй (II) — касание ВПП основными и передней опорами (посадка на три точки) и движение на основных опорах и передней опорах одновременно;

третий (III) — отрыв от ВПП основных и передней опор одновременно;

четвертый (IV) — касание ВПП только передней опорой и движение на передней опоре.

При вычислениях следует учесть, что в промежутках времени, соответствующих первому, третьему и четвертому случаям движения самолета по ВПП, дифференциальные уравнения (4) – (12) структурно меняются.

Движение системы в эти моменты происходит в фазовом пространстве меньшей размерности из-за исключения из системы (4) – (12) тех уравнений (или членов уравнений), которые не оказывают влияния на динамику самолета в каждой конкретной фазе.

Представленная математическая модель позволяет провести оценку переходных процессов, в

- 46 -

т.ч. оценку перемещений центра масс самолета в первые доли секунд касания самолета колесами ВПП, и по характеру и количественным характеристикам переходного процесса оценить устойчивость продольного движения самолета и установить время его безотрывного движения при пробеге.

Отличительной особенностью рассматриваемой модели является то обстоятельство, что она может учесть влияние дополнительной энергетической камеры (ДЭК, рис.2) в стойках шасси и нескомпенсированность посадочной массы са-

молета подъемной силой крыла $\overline{\beta}$ в их влиянии на основные характеристики самолета на участке его приземления.

Наибольший интерес представляют изменения перемещения центра масс самолета и усилий в опорах шасси в процессе первого и повторного ударов при различной некомпенсированности посадочной массы и подъемной силы крыла, т.е.

различной величине коэффициента $\overline{\beta}$.

В графическом изображении такие исследования показаны на рис. З и 4 при изменении $\overline{\beta}_{III} = 0,05...0,35$ и при скоростях снижения $V_y = 1,0$ и 3,05 м/с. За безотрывность движения самолета по ВПП принято условие, что перемещение центра масс самолета во всем диапазоне времени приземления



Рис. 3. Перемещения центра масс самолета в момент первого удара о ВПП: m = 21 т; V_y = 1 м/с;
- <u>β</u> = 0,15; -- <u>β</u> = 0,1; -- <u>β</u> = 0,05



Рис. 4. Перемещения центра масс самолета в момент его первого удара о ВПП: m = 21 т; V_y = 3,05 м/с;

$$-\beta = -0.25; -\beta = 0.3; -\beta = 0.35$$

Анализируя представленные на указанных рисунках зависимости, можно прийти к следующему заключению:

- при скорости снижения V_y = 1 м/с и $\overline{\beta}$ = 0,05 безотрывность движения не наступает,

т.е. тормоза колес нельзя включать. Если $\overline{\beta}$ увеличить до значений 0,15, то безотрывное движение наступает через 0,9 с и это дает возможность перейти к процессу торможения;

 при скорости снижения V_y = 2 м/с минимальное время безотрывного движения самолета

существенно возрастает до 1,7 с ($\overline{\beta} = 0,22$);

- при скорости снижения $V_y = 3$ м/с (рис. 4) приемлемое со значением $\overline{\beta} = 0,25$ время безотрывного движения наступает через 1,4 с.

Как следует из приведенных данных, безотрывное движение достигается существенным увеличением $\overline{\beta}$. Причем каждому значению V_y соответствует определенное значение $\overline{\beta}$, при котором полностью выполняется условие $Y1(t) \ge 0$ при непосредственном приземлении и на последующем пробеге.

Следует отметить, что величина несбалансированности посадочной массы подъемной силой

крыла, выражаемая коэффициентом $\overline{\beta}$, оказывает существенное влияние и на изменения усилий в опорах шасси в момент первого удара самолета о ВПП. Так на рис. 5 показан переходный процесс изменения усилия в основной стойке шасси самолета с посадочной массой 21 т при его приземлении с вертикальной скоростью $V_y = 1 \text{ м/с и } V_y = 3,05 \text{ м/с.}$

Как видим, у́величение вертикальной составляющей посадочной скорости V_y ведет к существенному, почти предельно допустимому росту усилий в основных опорах шасси, тогда как ве-

личина $\overline{\beta}$ не оказывает существенного влияния по времени ло 0.8 с.

Исследования переходных процессов (рис. 3 – 5) показали, что существенное влияние коэффи-

циент $\overline{\beta}$ оказывает на характер перемещений центра

масс самолета, предопределяя тем самым тип его движения самолета в послепосадочном пробеге.



 $Y1(t) \ge 0. \tag{13}$



Рис. 5. Изменение усилий в основных опорах шасси при приземлении самолета с m = 21 т: $a - V_v = 1,0$ м/с; $6 - V_v = 3,05$ м/с

С учетом этого обстоятельства итерационным путем получена обобщенная зависимость $\overline{\beta} = f(V_y)$ (рис. 6), разграничивающая области этих параметров по критерию безотрывности движения самолета от ВПП после первого посадочного удара. Как и следовало ожидать, при совершении посадок с повышенной скоростью приземления

V_у следует использовать большие значения неуравновешенности посадочной массы подъемной силой крыла самолета.

Таким образом, с помощью предложенной модели путем анализа переходных процессов на этапе приземления самолета с учетом ограничений можно осуществить выбор параметров амортизационной системы шасси, обеспечивающих в ожидаемых условиях эксплуатации изначально безотрывное движение самолета при его пробеге.



Рис. 6. Зависимость коэффициента $\overline{\beta}$ от вертикальной составляющей посадочной скорости V_y: I- область безотрывного движения самолета; II – движение с повторным отделением самолета от ВПП

Такие решения позволяют включать тормозную систему с момента первого касания колесами ВПП, т.е. сократить или почти полностью исключить нетормозной пробег, уменьшив тем самым его длину на 90...180 м.

Выводы

В работе предложена математическая модель для оценки движения самолета на наиболее скоротечном участке его посадочной дистанции на этапе «парашютирования», т.е. в процессе первого удара самолета о взлетно-посадочную полосу при его посадке.

Отличительная особенность предложенной модели заключается в том, что в нее кроме основных параметров планера и шасси введен параметр неусовершенствования посадочной массы самолета и подъемной силы его крыла, обозна-

ченный коэффициентом $\overline{\beta}$.

На основе предложенной модели исследована взаимосвязь этого коэффициента и вертикальной составляющей посадочной скорости на этом этапе V_y по критерию безотрывности движения самолета по ВПП в момент приземления и в последующем пробеге.

Показано, что выбор параметров планера и шасси на основе обобщенной зависимости

 $\overline{\beta} = f(V_v)$ по критерию безотрывности движе-

ния самолета в наземных режимах его перемещения позволяет избежать этапа нетормозного пробега либо сократить его на 1,5...1,6 с, что равносильно сокращению посадочной дистанции на 90...180 м.

Литература

1. Расчет взлетно-посадочных характеристик самолета [Текст] // Руководство для конструкторов. – М.: Машиностроение, 1963.-Т.1.-Кн. 2.

2. Нормы летной годности гражданских самолетов транспортной категории (АП-25) [Текст] – М., МАК, 1994. – С. 322.

3. Климин А.В., Влияние параметров самолета и техники пилотирования на длину посадочной дистанции [Текст] / А.В. Климин, В.А. Широкопаяс // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – М.: Машиностроение, 1982. Вып. – 6-7. – С. 11-16.

4. Кутелев М.М. Математическая модель системы самолет-шасси-взлетно-посадочная полоса [Текст] / М.М. Кутелев // Методы исследований при создании современных самолетов. – М.: Машиностроение, 1966. – №2 – С. 51-58.

5. Головня И.А., Динамика нагружения планера и шасси тяжелого самолета при «козлении» на бетонированной ВПП [Текст] / И.А. Головня, В.Н. Перельштейн // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – М.: Машиностроение, 1977. – №9. – С. 42-49. 6. Капитанова Л.В. Исследование возможности использования дополнительных энергетических камер в качестве гасителей энергии при создании самолетных модификаций [Текст] / Л.В. Капитанова // Авиационно-космическая техника и технология. 2000.— Вып. 8 (44) — С. 60-65.

7. Трофимов В.А., Моделирование процесса возникновения и развития тангажных колебаний при посадках самолетов [Текст] / В.А. Трофимов, Н.Г. Толмачев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. научн. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х. 2000. – Вып. 5. – С. 130-135.

8. Кузнецова Н.В., Принятие решений средствами информационных технологий в управлении самолетом на посадочной дистанции [Текст] / Н.В. Кузнецова, Л.В. Капитанова, А.Н. Джуринский // Авиационно-космическая техника и технологи. -2012. - № 2 (89). - С. 96-101.

Поступила в редакцию 27.04.2012

Л.В. Капітанова, Н.В. Кузнецова, О.С. Джуринський. Моделювання перехідних процесів на етапі приземлення літака

Запропоновано математичну модель оцінювання руху літака на найбільш швидкоплинній ділянці його посадкової дистанції на етапі «парашутування», тобто в процесі першого удару літака об злітно-посадочну смугу. Відмітна риса запропонованої моделі полягає в тому, що в неї крім основних параметрів планера, шасі й ЗПП уведено параметр незрівноваженості посадкової маси піднімальною силою крила літака. Досліджено взаємозв'язок нового параметра з вертикальною швидкістю приземлення на основі критерію безвідривності руху літака в наземних режимах переміщення. Показано, що вибір параметрів планера й шасі з урахуванням такого критерію дозволяє скоротити довжину посадкової дистанції на 90...180 м.

Ключові слова: модифікація літака, злітно-посадочні характеристики, етап приземлення, довжина пробігу.

L.V. Kapitanova, N.V. Kuznetsova, A.N. Djurinskiy. Modeling of transients at airplane landing stage

Mathematical model of airplane movement estimations at the most transient section of its landing run at a stage of «pancaking», i.e. during the first stroke of airplane with a runway is offered. Distinctive feature of the offered model is, that it includes a parameter of landing mass unbalance by lifting force of airplane wing, except for basic parameters of airframe, landing gear and runway. The interrelation of new parameter with vertical landing speed is investigated on the basis of airplane non-lift-off movements criterion at ground moving modes. It is shown, that the airframe and landing gear parameters selection in view of such criterion allows to reduce length of landing run on 90...180 m.

Key words: airplane modification, takeoff and landing characteristics, landing stage, landing run.

УДК 629.7.036.5-543

А.И. Коломенцев¹, А.В. Якутин²

¹Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) ²ОАО «ГСКБ «Алмаз-Антей»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ТЕЧЕНИЙ В МИКРОДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ДЛЯ НАНОСПУТНИКОВ

Предложено математическое описание газожидкостных течений в микроканалах различной геометрии с учетом химических реакций, трения и теплообмена. Проведено сопоставление результатов расчета течения в микроканалах с опубликованными данными.

Газожидкостные течения в микроканалах сложной геометрии с химическими реакциями и теплообменом показаны на примере течения в трактах жидкостных ракетных микродвигательных установках на однокомпонентном топливе. Представлены результаты расчетов процессов каталитического и термического разложения гидразина, гидро- и газодинамические процессы течения в распределительном блоке, каталитическом реакторе и сопле, процессы теплообмена в камере двигателя, с учетом теплоотвода в стенку корпуса.

Ключевые слова: микродвигательная установка, наноспутники, математическое моделирование, каталитический реактор, микросопло, разложение гидразина.

Введение

Интерес к микроканалам обусловлен стремлением к миниатюризации различных конструктивных элементов некоторых систем. В частности, топливных элементов, микронасосов, микроклапанов, ракетных микродвигательных установок.

Микродвигательные установки предназначены для коррекции орбиты и положения микрокосмических аппаратов в космическом пространстве.

Использование микрокосмических летательных аппаратов (микро-КЛА) - это перспективное направление, позволяющее сократить стоимость жизненного цикла спутников для различных космических миссий путем уменьшения массы и размеров этих аппаратов.

Повышение требований к точности управления положением микро-КЛА обуславливает использование микродвигательных установок, реализующих ультрамалые значения тяги (порядка 1 мН).

В данной статье рассматриваются газожидкостные течения в микроканалах на примере жидкостного ракетного микродвигателя (микро-ЖРД).

Микро-ЖРД на однокомпонентном топливе состоит из следующих основных элементов: распределительного блока, каталитического реактора и сопла. Данный двигатель представляет со-

© А.И. Коломенцев, А.В. Якутин, 2012 — **50** — бой ЧИП следующих размеров: длина - 15 мм, ширина – 10 мм, высота – 1 мм; длина каталитического реактора и сопла – 6.57 мм, ширина среза сопла – 1.27 мм, глубина – 0.15 мм. Каталитический реактор может быть представлен в виде совокупности извилистых микроканалов, по которым протекает реагирующая среда.

1. Расчет параметров течения в микроканале

Исследованию газодинамических течений в микроканалах уделяется значительное внимание в экспериментальных и теоретических работах [1,2].

При моделировании газожидкостных течений в микроканалах использовалось сплошное представление среды. Применимость такого подхода определяется местным значением числа Кнудсена:

$$Kn = \lambda / \Lambda, \qquad (1)$$

где λ - длина свободного пробега частиц текущей среды, а Λ - характерный размер физической системы.

Когда число Kn < 0.1, можно использовать такое представление. Расчет течения в микроканале производился на основе уравнений Навье-Стокса и энергии с учетом теплоотвода в стенки корпуса микроканала. Эти уравнения могут быть решены численно методом конечных элементов. Распределение температуры в корпусе микроЖРД определяется из решения нестационарного трехмерного уравнения теплопроводности.

Ввиду малого размера проходных сечений каналов каталитического реактора и малых значений давления в камере (0.1 – 0.3 МПа), можно предполагать, что в каналах устанавливается ламинарное течение газовой среды с профилем скоростей Пуазейля-Гагена.

Газожидкостные течения в микроканалах с учетом химических реакций и теплообмена имеют ряд особенностей:

 большое отношение поверхности к объему, что приводит к увеличению тепловых потерь через стенки двигателя;

2) уменьшение эквивалентного диаметра канала d_e при постоянном значении критерия Нуссельта приводит к возрастанию коэффициента теплоотдачи α от потока в канале в его стенки:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_e}{\lambda}, \qquad (2)$$

где λ - теплопроводность паров гидразина.

Этот эффект вызывает в условиях микрореактора интенсификацию теплообмена в его каналах [3, 4];

 подобно коэффициенту теплоотдачи, величина коэффициента массообмена β между топливом в микроканалах камеры и пристеночной областью при постоянном значении критерия Шервуда также будет возрастать:

$$\mathrm{Sh} = \frac{\beta \cdot \mathrm{d}_{\mathrm{e}}}{\mathrm{D}},\tag{3}$$

где D - коэффициент диффузии паров гидразина в среде, заполняющей канал.

В результате все капли, имеющиеся в двухфазном потоке на входе в канал, будут интенсивно выноситься на поверхность катализатора, и двухфазный поток в канале быстро прекратит свое существование.

Математическое моделирование осуществлялось при следующих допущениях:

- течение рабочей среды в канале происходит в ламинарном режиме;

- образующиеся газы считаются идеальными;

 выполняются условия применения модели сплошной среды;

- отсутствуют засорения в микротрактах;

- свойства каталитической поверхности остаются постоянными.

При принятых допущениях тепловые процессы в канале можно считать квазистационарными, и баланс тепла для газа на участке канала длиной Δx будет определяться уравнением теплового баланса:

где c_{pV} , c_{pPr} - теплоемкости паров монотоплива и продуктов его разложения;

(

j_D - величина диффузионного потока на поверхность катализатора;

К₀ - кинетический коэффициент термической реакции разложения монотоплива;

С - концентрация паров монотоплива;

П, F - периметр и площадь сечения микроканала;

 $q_{\rm C}\,$ - удельный тепловой поток в стенки канала;

Н_{НЕТ}, Н_{НОМ} - тепловыделения за счет гетерогенной каталитической и гомогенной термической реакций разложения.

Реакция разложения топлива ведет к уменьшению массового расхода его паров \dot{m}_V . Этот процесс описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{\mathrm{d}\dot{m}_{\mathrm{V}}}{\mathrm{d}x} = -\mathrm{j}_{\mathrm{D}} \cdot \Pi - \mathrm{K}_{0} \cdot \mathrm{C} \cdot \mathrm{F} \,. \tag{4}$$

2. Результаты расчетов течения в плоском микроканале

Для проверки достоверности принятых в математической модели допущений были произведены расчеты газового течения (азота) в плоском микроканале следующих размеров: длина канала L = 3 мм, ширина 40 мкм, высота H = 1,2 мкм. Температура газа и стенок микроканала 314 К, давление на выходе $p_{вых} = 0,1$ МПа, число Кнудсена на выходе Kn = 0.058. Эти данные взяты из работы [1].

Сравнение результатов расчетов распределения скорости и давления вдоль канала с данными работы [1] приведены на рис. 1. Сравнение производилось для трех значений отношения давлений dP = $p_{\rm Rx}/p_{\rm Rbix}$.

На рис. 1 видно хорошее совпадение результатов расчетов с опубликованными данными. Нелинейный характер распределения давления является следствием сжимаемости газа и молекулярных эффектов.

Проведен анализ теплообмена между газовой средой в микроканале и его стенками при импульсной подачи горячего газа (паров воды).

Температура на входе 800 К, длина канала 2 мм, начальная температура стенок 293 К, время импульса и длительность паузы между импуль-

сами 0.1 с. На рис. 2 показана зависимость температуры газа от времени в пристеночной области

канала для двух точек вдоль канала в течение 10 импульсов.



Рис. 1. Распределение безразмерного давления (а) и скорости (б) вдоль оси канала, с_{вх}=361 м/с - скорость звука на входе в канал



Рис. 2. Изменение температуры среды в пристеночной области канала для импульсного режима подачи горячего пара

Как видно из графика, происходит быстрое остывание пара практически до температуры стенки, потом довольно медленный подъем температуры. После середины канала $x \ge 0.5L$ пульсации температуры сглаживаются. Эти результаты согласуются с интенсификацией теплообмена в микроканалах.

3. Результаты расчетов течения в микроканале сложной формы

Исследовались элементы ЧИПа микро-ЖРД. На рис. 3 показано распределение модуля скорости в распределительном блоке. На вход подается жидкий гидразин с расходом 1.55 мг/с, глубина трактов 150 мкм. Конструкция распределительного блока выбрана таким образом, чтобы монотопливо равномерно попадало в каталитический реактор и исключались обратные потоки из каталитического реактора после окончания импульса подачи топлива.



Рис. 3. Поле скоростей в распределительном блоке

Были проведены тепловые расчеты канала каталитического реактора с учетом химических реакций разложения гидразина. Реактор рассматривался как система, состоящая из 22 криволинейных каналов.

Разложение гидразина может происходить по нескольким схемам. Наиболее вероятно, что каталитическое разложение будет происходить согласно уравнению:

$$3N_2H_4 = 4NH_3 + N_2$$
,

а термическое -

$$2N_2H_4 = 2NH_3 + N_2 + H_2$$
.

Результат расчета температуры в единичном канале с учетом реакций показан на рис. 4. Расход топлива принимался равным 0.14 мг/с, длина канала — 4.3 мм, ширина — 50 мкм, высота - 150 мкм, температура стенки принималась постоянной на всем протяжении импульса и равной 493 К.





На рис. 4 прослеживаются три тепловых режимных зоны: нагревания двухфазной среды, испарения жидкой фазы, течения однофазной среды.

Высокий диффузионный поток капель гидразина на поверхность катализатора является причиной того, что протяженность зон I и II мала. Поэтому длина канала на рис. 4 представлена в логарифмических координатах. Зона III оказывается более протяженной. В ней происходит каталитическое разложение паров гидразина на поверхности катализатора.

Температура поверхности каналов каталитического реактора оказывает заметное влияние на расположение и величину температурного максимума в канале.

Результаты моделирования газодинамических процессов течения в микросопле представлены на рис. 5. Для сравнения представлены результаты расчетов течения газа (перекиси водорода) в аналогичном сопле (рис. 6), взятые из работы [2].



Рис. 5. Распределения числа Маха для гидразина

Характеры течений на этих рисунках идентичны, небольшая разница по максимальным значениям числа Маха вызвана тем, что продукты разложения гидразина имеют значительно меньший коэффициент динамической вязкости по сравнению с продуктами разложения перекиси водорода.



Рис. 6. Распределение числа Маха для перекиси водорода [2]

На рисунках видны большие области дозвукового пограничного слоя, обусловленные вязкостью газовой смеси и микроразмерами сопла.

Результаты расчетов числа Маха для распределительного блока, пакета катализатора и сопла показаны на рис. 7. Расход принимался равным 3.12 мг/с, температура гидразина на входе 293 К. Расчет проводился с учетом теплоотвода в стенки корпуса микродвигателя и излучения.



Рис. 7. Контур распределения числа Маха на оси симметрии микродвигателя

приведены на рис. 8, 9.

Результаты расчетов распределения температуры в камере микро-ЖРД и корпусе двигателя



Рис. 8. Контур распределение температуры среды





Максимальная температура потока (порядка 700 К) достигается на небольшом расстоянии от входа в каталитический реактор, в сопло поступают продукты разложения с температурой близкой к 560 К. Максимальная температура корпуса 520 К достигается в элементах катализатора.

По результатам расчетов выполнена оценка тяги и удельного импульса, которые составили 3,06 мН и 1000 м/с соответственно. Число Рейнольдса в критическом сечении составило 1710, что подтверждает ламинарный характер течения.

Заключение

Созданы модели газожидкостных течений в микроканалах различной геометрии с учетом химических реакций, трения и теплообмена.

Проведено сопоставление результатов распределения скорости и давления газового потока в микроканале и микросопле Лаваля с опубликованными данными и получено хорошее соответствие.

Разработаны математические модели процессов преобразования монотоплива (гидразина) в конечные газообразные продукты в трактах микроканалах, имеющих поперечные размеры в несколько десятков микрометров.

Выполненные одномерные расчеты позволяют понять характер протекания химических реакций, масштаб и расположение зоны интенсивного протекания реакции. В дальнейшем, для более точной картины процессов, необходимо решение многомерной модели уравнений Навье— Стокса с учетом кинетики химических реакций и двухфазности потока в каналах.

Литература

1. Roy, S. Modeling gas flow through microchannels and nanopores. [Tekct]/ R. Raju, H. Chuang, B. Cruden and M. Meyyappan // Journal of applied physics. - 15 April, 2003 - V. 93, N_{2} 8. - P. 4870 - 79.

2. Louisos W.F. Optimal expansion angle for viscous supersonic flow in 2-D micro-nozzles. [Tekct]/ Hitt D.L. // 35th AIAA Fluid dynamics conference and exhibit. - 2005. - AIAA 2005-5032.

3. Забабахин Е.И. Явление неограниченной кумуляции [Текст]:моногр. / Е.И. Забабахин. — М., - изд. АН СССР, 1990. — 175 с.

4. Накоряков В.Е. Тепломассообмен при фазовых переходах и химических превращениях в микроканальных системах [Текст]/ В.Е. Накоряков, В.В. Кузнецов // Тр. Рос. национальной конф. по теплообмену – М.: изд. МЭИ, – 2006. -С 33 – 37.

Поступила в редакцию 31.05.2012

A.I. Kolomentsev, A.V. Yakutin. Mathematical moddeling of gas-liquid flow in microthrusters of nanosatellite

The mathematical description gas-liquid flow in microchannels of various geometry under chemical reations, a friction and heat exchange is offered. Comparison of results of calculation of fluid flow in microchannels with the data published is given.

Gas-liquid flows in microchannels of complex geometry with chemical reactions and heat exchange are shown on example of flow in microchannels of liquid monopropellant microthruster. Results of calculations of processes of catalytic and thermal decomposition of a hydrazine, hydroand gas flow in the distributive block, the catalytic reactor and a nozzle, heat exchange processes in the engine chamber are presented.

Keywords: microthruster, nanosatellite, mathematical modeling, catalytic reactor, micronozzle, dissociation of hydrazine.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. Коровин¹, О.Н.Былинкина¹, М.В. Кузьмин²

¹ОАО «Летно-исследовательский институт им. М.М.Громова», Россия. ²ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн» НТЦ им. А Люльки, Москва, Россия

К ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ТРДДФ МАНЕВРЕННОГО САМОЛЕТА ПО ВИБРОСИГНАЛУ

Летные исследования вибраций ТРДДФ при использовании сигнала с широкополосного выхода датчика на изгибной керамике, установленного в штатном месте измерений на промежуточном корпусе двигателя, показали высокие диагностические возможности такого датчика. Использование при обработке и анализе широкополосного вибросигнала специализированного программно-аппаратного комплекса и частотных моделей двигателя, разработанных на основе его кинематической схемы, позволили выявить основные источники виброактивности в условиях эксплуатации на маневренном самолете, сформулировать подходы по уточнению процедур бортового и послеполетного контроля и диагностики состояния двигателя по вибросигналу. В указанных подходах, помимо бортового контроля СКЗ вибрации с выдачей летчику предупреждающей сигнализации, предусмотрено внедрение технологии индивидуального виброконтроля состояния двигателя по параметрам СКЗ и первых роторных гармоник, а также получение и использование матрицы состояния двигателя, содержащей допустимый уровень (соотношение) характерных узкополосных составляющих вибраций в полосе 60-8000 Гц.

Ключевые слова: вибросигнал, шариковый подшипник, межроторный подшипник, диагностический признак, составляющая спектра, сепаратор, гармоника, комбинационная гармоника, контроль.

Введение

При вибрографировании ТРДДФ в процессе его подконтрольной эксплуатации на маневренном самолете было выявлено большое число значимых составляющих вибрации в роторной полосе частот и за ее пределами, а также возможность контроля в штатном месте измерения составляющих вибраций, генерируемых элементами межроторного (роликового) и радиально упорных шариковых подшипников [1],[2]. Это свидетельствует об определенных резервах повышения эффективности эксплуатационного виброконтроля состояния авиадвигателей. Настоящее сообщение посвящено уточнению концепции такого контроля при использовании широкополосного вибросигнала.

1. Формулирование проблемы и методы ее решения

Большое число значимых нероторных составляющих вибрации и кратковременное доминирование некоторых из них в спектре вибросигнала ТРДДФ с межроторным подшипником в силовой схеме в роторной полосе частот не позволяет рассматривать СКЗ вибраций в указанной полосе частот в качестве единственного надежного параметра бортового виброконтроля состояния двигателя [1],[2],[3],[4]. В частности, в качестве доминирующих в спектре на максимальных (М) и форсированных (Ф) режимах работы исправного двигателя могут выступать, как сепараторная составляющая межроторного подшипника (МРС) на частоте вращения сепаратора межроторного подшипника, так и комбинационная составляющая 1/2(ВД+НД) на частоте полусуммы частот вращения роторов высокого (ВД) и низкого (НД) давления.

Выявленные особенности виброактивности и высокие диагностические возможности широкополосного вибросигнала обследуемого типа двигателя, позволили уточнить процедуры его бортового и послеполетного виброконтроля. При этом использовался цифровой спектральный анализ сигнала с широкополосного выхода интеллектуального датчика V-318 на изгибной керамике, установленного в штатном месте измерения вибрации на промежуточном корпусе двигателя.

Высокочастотные сигналы вибрации и частот вращения роторов двигателя регистрировались на бортовой твердотельный накопитель. Автоматизированная обработка и анализ вибропроцессов и других полетных данных осуществлялись с помощью специализированного программно-аппаратного комплекса ЛИИ [5]. При идентификации узкополосных составляющих вибросигнала в полосе частот до 8 кГц использова-

© Б.Б. Коровин, О.Н.Былинкина, М.В. Кузьмин, 2012

лись частотные модели двигателя, разработанные на основе его кинематической схемы.

2. Решение проблемы

2.1. Резюме по результатам подконтрольной летной эксплуатации ТРДДФ с использованием датчика V-318

Летные исследования вибраций обследуемого ТРДДФ в процессе его подконтрольной эксплуатации на маневренном самолете при использовании широкополосного выхода датчика V-318 позволили выявить основные источники виброактивности двигателя. К наиболее важным результатам исследований, которые должны быть учтены при разработке стратегии вибрационного контроля и диагностики двигателя в эксплуатации следует отнести:

- наличие в роторной полосе частот 60 - 270 Гц, помимо первых роторных гармоник 1РНД и 1РВД, большого числа значимых источников вибрации (MPC, рессоры выносной коробки агрегатов (BKA), 1/2(НД+ВД), 1/2(НД+0,94ВД), ≈0,9РВД и др.);

- возможность контроля в штатном месте измерений составляющих вибрации, генерируемых элементами межроторного (роликового) и радиально упорных шариковых подшипников (МРП и ШП);

- регулярное проявление в спектре вибросигнала значимых комбинационных составляющих вибраций, их гармоник и субгармоник; - возможность кратковременного доминирования в роторной полосе частот вибросигнала составляющих МРС, 1/2(НД+ВД), 1/2(НД+0,94ВД).

В таблице 1 представлен перечень основных узкополосных составляющих вибраций и максимальные значения их интенсивности, полученные в 65-ти полетах подконтрольной эксплуатации обследуемого ТРДДФ на маневренном самолете.

Номенклатура указанных в таблице 1 вибропараметров, определяющих виброактивность двигателя, существенно расширяет возможности контроля и диагностики его состояния в эксплуатации. Содержание же самой таблицы можно рассматривать как нормативную матрицу вибрационного состояния двигателя. В частности, нали-

чие в вибросигнале составляющей ≈ 0,9 РВД является признаком наличия масла в роторе высокого давления. Существенное превышение уровней 2-й роторной гармоники над 1-ой для каждого из роторов НД и ВД свидетельствует о нарушении их соосности, а по интенсивности пиковых значений составляющих 34РНД, 38РНД и 42РНД, на частотах следования рабочих лопаток I, IV и II ступени КНД, можно судить о глубине задевания ротора КНД о статор.

Не менее информативен параметр контроля п. 4 матрицы состояния. Как показано в [2], одновременное превышение амплитудным значением MPC пороговых значений 30-40мм/с на максимальных режимах работы двигателя и 3,5 мм/с на режиме МГ при увеличении их интенсивнос-

Таблица 1

№ п/п	Параметр контроля (составляющая вибраций)	Максимальный зафиксированный уровень, мм/с, (* отношение)	Примечание
1	СКЗ в роторной полосе частот	17,5	Норма: 50 мм/с 70 мм/с (краковременно)
2	1РНД	16,4	
3	1PBД	24,5	После смены реж. М на Ф
4	МРС на режимах М и М+Ф МРС на режиме МГ	16.0 <2	На фигуре «колокол»
5	ШПС _{ВД} (сепаратор ШП _{ВД})	3,9	При N2 = 95%
6	МР ТК (тела качения МР П)	7,2	При N2 = 94,5%
7	ШП _{тк} ВД (тела качения ШП _{ВД})	3	Управляемый штопор
8	ШПС _{НД} (сепаратор ШП _{НД})	5	При N2 = 98,5%
9	ШП _{ткНД} (тела качения ШП _{НД})	7,5	При N2 = 63,5%
10	ШПВО _{ВД} (внешняя обойма ШП _{НД})	1,8	При N2 = 94-98,5%
11	1/2(РНД+РВД) на режимах М и М+Ф	15,9	Не всегда отличима от составляющей MPC
12	34РНД (на F следован. РЛ Іст КНД)	11,5	В нелин. области АЧХ изм. тракта
13	38РНД (на F следован. РЛ IVст КНД)	10,3	В нелин. области АЧХ изм. тракта
14	42РНД (на F следован. РЛ Пст КНД)	11,1	В нелин. области АЧХ изм. тракта
15	2 РНД (2-я гармоника НД)	8,8	В наборах и при разгоне самолета
16	2 РВД (2-я гармоника ВД)	6,5	Существ. отличия тяги двигателей
17	1/2(НД+0,94ВД)	6,2	При реализации п. 20
18	BKA (peccopa BKA)	9,0	Резонанс при N1/N2 = 86%/76%
19	Виброгорение в форсажной камере с F=350-500Гц в раб. диапазоне N1(N2)	20	Наземная гонка после холодного запуска
20	0,9 - 0,94 PBД (масло в роторе)	11,5	Макс. время проявления 2,3 мин.
21	2РНД/1РНД (перекос ротора НД)	3,5*	В наборах и при разгоне самолета
22	2РВД/1РВД (перекос ротора ВД)	9*	Существ. отличия тяги двигателей

Матрица оценки состояния двигателя по вибросигналу

ти в процессе дальнейшей эксплуатации может означать наличие дефекта в межроторном подшипнике. Поэтому представленные на рисунке 1 гистограммы наработок обследуемого двигателя при различных уровнях МРС в процессе его подконтрольной эксплуатации на различных режимах свидетельствуют об отсутствии проблемы по межроторному подшипнику за подотчетный период.



Рис. 1. Вибронаработка составляющей MPC на различных режимах работы двигателя

2.2. Оценка виброактивности обследуемого ТРДДФ с помощью индивидуальных вибромоделей

Потенциальные возможности использования широкополосного вибросигнала для повышения эффективности виброконтроля технического состояния обследуемого двигателя базируются не только на спектральном анализе этого сигнала, последующей идентификации и следящей фильтрации узкополосных составляющих вибраций, генерируемых роторами, подшипниками и другими его элементами, но и на автоматизированном получении вибромоделей двигателя для каждой из характерных составляющих.

Вибромодель (вибропортрет) двигателя для конкретной составляющей его вибропроцесса представляет собой графическую последовательность пределов зафиксированных в полете максимальных и минимальных значений вибрации для всех поддиапазонов частоты вращения ротора, соответствующих в совокупности всей области режимов работы двигателя по N2 (N1).

Каждый поддиапазон вибрационной модели имеет цветовую градацию статистической достоверности непревышения вибропараметром его границ, а сами модели пригодны к непрерывному уточнению по мере поступления на вход новых данных. По достижении высокой статистической достоверности на этапе обучения границы модели фиксируются и при дальнейшей эксплуатации двигателя могут использоваться в режиме контроля, когда выход значений вибропараметра за их пределы рассматривается как предпосылка к неисправности.

Принципы индивидуального виброконтроля с помощью вибромоделей впервые были обоснованы В.В. Червонюком. Указанные подходы были им апробированы при использовании модели для СКЗ вибраций с шагом по частоте вращения ротора ВД 2% применительно к ГТД транспортного самолета, имеющего стабильный полетный цикл с доминирующей наработкой на установившихся режимах.

Современные бортовые средства регистрации и анализа высокочастотных процессов позволяют получать вибромодели, в том числе, в реальном времени не только для СКЗ, но и для узкополосных составляющих вибропроцесса в полосе частот, существенно превышающей роторные. Использование таких возможностей — серьезный резерв для повышения эффективности эксплуатационного контроля состояния авиадвигателей по вибросигналу [6].

В результате полномасштабной автоматизированной цифровой обработки вибраций с широкополосного выхода датчика V-318 и сигналов со штатных датчиков частот вращения роторов обследуемого ТРДДФ для всех 65 полетов подконтрольной эксплуатации были получены обобщенные вибромодели для основных вибропараметров, представленных в таблице 1.

Принимая во внимание многообразие полетных циклов обследуемого ТРДДФ, высокую добротность конструкции двигателя при вибрациях, которые нередко имели нестационарный характер при фиксированных частотах вращения роторов, модели рассчитывались для квазиустановившихся режимов работы двигателя из условий не превышения $\delta N2 = 0.9\%$ и N1 = 0.7% в течение 10 секунд. Дискретность моделей по N2 (N1) составила 0.5%, а время наработки, определяющее достоверность экстремальных (минимального и максимального) значений вибропараметра в конкретном диапазоне N2 (N1), при котором происходила фиксация его границ, принималось равным 20 минутам.

Приемлемость вышеуказанных настроечных параметров программы автоматизированного построения моделей успешно верифицирована. Так, отличие максимальных за все время подконтрольной эксплуатации двигателя амплитудных значений вибрации в модели, полученной для составляющей 1РВД, и при ручной оценке соответствующего включению в модель характерного «всплеска» вибропроцесса во временной области не превышало 4% при том, что время проявления указанного максимального значения вибраций 25.5 мм/с, составляло микросекунды. Расчеты режимной наработки двигателя при подконтрольной эксплуатации показали, что подавляющее время двигатель эксплуатируется на режимах 94 - 95%; 33 - 34% по N1 и 95 - 97%; 70 - 72% - на режимах по N2 (см. рис. 2).



Рис. 2. Режимная наработка двигателя по N1(а) и N2 (б) за время подконтрольной эксплуатации

На рисунке 3 показаны обобщенные вибромодели двигателя для составляющих СКЗ, 1РНД, 1РВД и МРС по N2 с демонстрацией текущих границ изменения соответствующего параметра в каждом из полетов по мере их включения в модель при расчете предельных значений границ выделенного поддиапазона в процессе испытаний.

Из рассмотрения представленных на рисунке 3 вибрационных моделей для СКЗ, РНД и РВД можно сделать вывод, что максимальный вклад в виброактивность двигателя в эксплуатационных условиях вносит ротор высокого давления. Именно поэтому вибромодель для СКЗ вибраций в роторной полосе частот структурно напоминает конфигурацию модели для РВД.

В целом же, максимальная виброактивность двигателя в роторной полосе частот определяется составляющими 1РВД, 1РНД, МРС и 1/2(НД+ВД) на режимах 93 - 97% по N2, и только одна из них 1РВД имеет достаточно высокий (12 - 13мм/с) уровень по амплитуде и на малых режимах.



Рис. 3. Обобщенные вибромодели двигателя для параметров СКЗ (а), РНД (б), РВД (в) и МРС (г) с демонстрацией изменения их экстремальных границ по мере включения в выделенный поддиапазон

Цветовая структура моделей свидетельствует о достижении для большинства их поддиапазонов назначенной степени достоверности по 20 минутной наработке. Так как наработка для подавляющего числа поддиапазонов моделей составляла более 1,5 часов, а их конфигурация (границы) оставались неизменными в течение последних 10-ти полетов, при дальнейшей эксплуатации двигателя вибрационные модели будут использованы в режиме контроля.

На рисунках 3а, 3б и 3в показана имитация гипотетического отказа при использовании моделей в режиме контроля в виде заметного отклонения вибропараметра от верхней границы одного из поддиапазонов. Это сделано путем искусственного вычленения из моделей полета №13 подконтрольной эксплуатации, в котором в поддиапазоне N2 = 95,5% были зафиксированны максимальные за время испытаний вибрации.

Можно ожидать, что в случае реального появления существенного отклонения уровня вибраций от зафиксированных на этапе обучения границ в моделях для СКЗ, РНД и РВД, их совместное рассмотрение с информацией, содержащейся в матрице состояния, повысит эффективность контроля состояния двигателя по вибросигналу. Так, в случае имитируемого отказа, когда отклонение от верхней границы для СКЗ совпало с подобным отклонением в одинаковом поддиапазоне по N2 только для РВД позволило уверено приписать указанный эффект изменению виброактивности ротора высокого давления. Очевидно, что дополнительная информация, например, об уровне диагностических вибрационных признаков состояния подшипников из матрицы состояния при реальном отказе будет содействовать принятию адекватного решения.

Особенности протекания графика режимной наработки на рис. 2 и конфигурация вибрационной модели для MPC на рис.3г поясняет выбор формы представления вибронаработки для MPC в виде гистограмм при идентификации дефекта межроторного подшипника. В самом деле, режимная наработка имеет выраженные экстремумы для различных диапазонов частот вращения роторов, а вибромодель для MPC характеризуется очень большими отличиями минимальных и максимальных амплитудных значений в поддиапазонах, где она имеет повышенный уровень.

Заключение

В уточненной концепции эксплуатационного виброконтроля состояния ТРДДФ при использовании широкополосного вибросигнала, помимо бортовой оценки СКЗ вибраций с выдачей предупреждающей сигнализации летчику целесообразно предусмотреть: - внедрение технологии индивидуального виброконтроля состояния двигателя по параметрам СКЗ, 1РНД и 1РВД;

- получение и использование матрицы состояния двигателя, содержащей допустимый уровень всех узкополосных составляющих вибрации в полосе частот 60-10000Гц, включая составляющие, генерируемые подшипниками;

- выявление отказа межроторного подшипника по одновременному увеличению в процессе эксплуатации назначенных пороговых значений интенсивности его сепараторной составляющей в области малых и высоких режимов.

Литература

1. Коровин Б.Б. Виброактивность ТРДДФ с межроторным подшипником в эксплуатационных условия [Текст]/ Коровин Б.Б., Былинкина О.Н. Кузьмин М.В. // Авиационно-космическая техника и технология.-2011.-№ 9/86.-С.124-133.

2. Былинкина, О.Н. К диагностике состояния межроторного подшипника по вибросигналу [Текст]/ Былинкина О.Н., Коровин Б.Б., Брычева Е.В. // Авиационно-космическая техника и технология.-2011.-№10/87.- С.127-133.

3. Назаренко, Ю.Б., Диагностика роторов и межроторного подшипника по виброскоростям на корпусах двухвальных турбореактивных двигателей. [Текст]/ Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. // Авиационно-космическая техника и технология.-2009.-№9/66.-С.

4. Колотников М.Е. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника. [Текст]/ Колотников М.Е. Назаренко Ю.Б., Иванов А.В., Светашова Л.Ф.//Научно-технический конгресс по двигателестроению. НТДК. 2008. Десятый междунар. салон: сб. тез.-М.,2008.- С.112.

5. Былинкина О.Н. Программно-аппаратный комплекс для летно-прочностных испытаний авиационных ГТД нового поколения [Текст]/ Былинкина О.Н., Коровин Б.Б., Стасевич А.А. // Авиационно-космическая техника и технология.-2005.-№9/25.-С.56-60.

6. Коровин Б.Б. Автоматизированный контроль динамического нагружения межроторного подшипника ТРДДФ в эксплуатации по штатному вибросигналу [Текст]/Коровин Б.Б., Стасевич А.А. // Авиационно-космическая техника и технология.-2011.-№8/859/86.-С.145-148.

Поступила в редакцию 01.06.2012

Б.Б. Коровін, О.Н.Билінкіна, М.В. Кузьмін. До підвинення эфективності контроля стану ТРДДФ маневреного літака по вібросигналу

Льотні дослідження вібрацій ТРДДФ при використанні сигналу з широкополосного вихода датчика на гнучкій кераміці, вставленного в штатному місці замірів на проміжному корпусі двигуна, показали високі діагностичні можливості такого датчика. Використання при обробці та анализі широкополосного вібросигналу спеціалізованого програмно-апаратного комплекса і частотних моделей двигуна, розроблених на основі його кінематичної схеми, дозволили виявити основні джерела віброактивності в умовах эксплуатації на маневреному літаку, сформулювати підходи по уточненню процедур бортового и післяпольотного контроля і діагностики стану двигуна по вібросигналу. В указаних підходах, окрім бортового контроля СКЗ вібрації з виданням пілоту попереджувальній сигналізації, передбачено впровадження технології індивідуального віброконтроля стану двигуна за параметрами СКЗ і перших роторних гармонік, а також одержання і застосування матриці стану двигуна, яка містить допустимий рівень (відношення) характерних узькополосних складових вібрацій в полосі 60...8000 Гц.

Ключові слова: вібросигнал, кульковий підшипник, міжроторний підшипник, діагностична ознака, складова спектра, сепаратор, гармоніка, комбінаційна гармоніка, контроль.

B.B. Korovin, O.N. Bylinkina, M.V. Kuzmin. To promote vibration monitoring effectiveness of the maneuver airplane afterburning turbofan

Afterburning turbofan vibration flight research with the help of flexible ceramics vibration pickup installed in standard engine measurement place on the intermediate casing have being demonstrated high diagnostic effect. Using while data processing wide spread frequency vibration signal, special program-apparatus complex and engine cinematic scheme frequencies a lot of engine vibration components have being identified. Moreover, onboard and after flight diagnostic procedures have being formulated. Besides onboard pilot dangerous vibration warning alerting, individual engine vibration monitoring technology have being proposed for RMS and rotors harmonics vibration signal as well as a special list of allowance limit for vibration components in the frequencies range 60...8000 Hz.

Key words: vibration signal, ball bearing, intershaft bearing, diagnostic sign, spectrum component, separator, harmonic, combinative oscillation, monitoring.

УДК 531.715.27

Локощенко А.М., Терауд В.В.

НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова, г. Москва, Россия

МЕТОД РЕГИСТРАЦИИ И ИЗМЕРЕНИЯ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ НА ОСНОВЕ ФОТОАППАРАТА

Высокотемпературные механические испытания связаны с большой сложностью их проведения. При температурах испытаний свыше 200-300 °C резко возрастает сложность измерения параметров в процессе экспериментов. Причина этому — резкое сокращение типов доступных датчиков, часто измерения приходится проводить косвенными методами. С помощью предлагаемого метода бесконтактного измерения возможно одновременное получение большого количества доступных для измерения параметров. Испытываемый образец предварительно покрывается мерной сеткой и затем помещается в печь. Через смотровое окно в момент испытаний производится фотосъемка образца. Получаемые изображения анализируются, и по мерной сетке восстанавливаются значения измеряемых параметров. Процесс измерения проводится с использованием компьютерного анализа полученных данных.

Ключевые слова: бесконтактные измерения, высокая температура, локализация деформации, разрушение.

Введение

Целью проведения любого эксперимента является проверка теоретической модели поведения реального процесса. При высокотемпературных испытаниях возникает множество проблем, вызванных невозможностью проведения прямых измерений параметров в эксперименте, при этом значительно снижается возможность использования датчиков, большинство из которых не рассчитаны на высокую рабочую температуру. Из контактных измерений наиболее эффективны выносные керамические тензометры, обеспечивающие высокую точность измерений [1]. Но на основе этих датчиков и подобных им возможно измерять всего один или два параметра в процессе эксперимента. Широкое распространение в таких случаях приобрели бесконтактные системы измерения на основе пирометра и катетометра. Метод SPATE [2] был разработан для бесконтактного измерения напряжений. Этот метод основан на измерении малых изменений температуры инфракрасного излучения, которые сопровождают изменения напряжений. Измерение большого количества параметров в процессе высокотемпературного эксперимента представляет очень большую сложность и практически никогда не применяется, что не лучшим образом сказывается на сравнительном анализе с проверяемой теорией. Разработка системы, позволяющей в несколько раз повысить количество измеряемых во время эксперимента параметров, позволит значительно повысить достоверность сравнительного анализа с теоретическими расчетами.

В основу измерений был положен бесконтактный принцип измерений геометрических параметров. Геометрия образца восстанавливалась по реперным линиям, нанесенным на образец до эксперимента.

Разработанная система состоит из четырех основных частей:

- специальной печи,
- подготовленного образца,
- регистрирующего устройства,
- компьютерного комплекса.

Тестовыми задачами для проверки разработанной системы измерения стали две следующие: осадка цилиндра и одноосное растяжение образца.

1. Осадка цилиндра

Осадка сплошного цилиндра высотой H_0 и радиусом R_0 проводилась с помощью двух плит, движущихся навстречу друг другу с взаимной скоростью 2w вдоль продольной оси *z*. За время t_1 при температуре *T* цилиндр осаживался до величины высоты цилиндра H_1 .

1.1. Образец

Перед испытаниями необходимо провести специальную предварительную подготовку образца. Основным этапом подготовки образца является нанесение реперных линий, по которым в дальнейшем будет производиться восстановление геометрии. Для повышения точности нанесения и облегчения процесса распознавания реперных линий, поверхность образца, на которую предполагается нанесение реперных линий, предварительно шлифовалась и полировалась. Реперные линии наносились механическим образом.

© Локощенко А.М., Терауд В.В., 2012

В качестве наносимых реперных линий была выбрана прямоугольная сетка линий, пересечения которых рассматривались как реперные точки. Изображение испытываемого образца с нанесенными реперными точками показано на рис. 1.



Рис. 1. Подготовленный цилиндр

1.2 Регистрирующее устройство

К регистрирующему устройству предъявляются особые требования, от качества получаемого изображения зависит разрешающая способность производимых измерений. Был произведен анализ требований к регистрирующей матрице и оптической системе. Требования к регистрирующей матрице:

1. Высокая разрешающая способность матрицы. Например. для получения разрешения 0.1 мм на образце, занимающем 1/3 от кадра, необходимо, чтобы разрешение матрицы было не ниже 6 Мегапикселей.

2. Съемка с точным интервалом времени.

Требования к оптической системе:

1. Слабые геометрические искажения. В них включаются дисторсия, кома и т. п.

Высокая разрешающая способность оп-2. тики. Очевидно, что от того, насколько четко будут регистрироваться реперные линии, зависит разрешающая способность системы.

3. Высокая глубина резкости. Образец в процессе эксперимента смещается из плоскости фокусировки, что не должно сказываться на четкости получаемых снимков. Поэтому либо фокусировка должна производиться при каждом кадре, либо глубина резкости должна быть высокой. Проведение фокусировки при каждом кадре может привести к непредсказуемым задержкам, поэтому от нее было решено отказаться.

4. Точный подбор фокусного расстояния. Для получения максимальной разрешающей способности изображение образца в кадре должно быть максимально возможного размера. Для этого необходимо подобрать соответствующее фокусное расстояние. Следует отметить, что вследствие неидеальности оптических систем изображение на периферии кадра имеет дополнительные искажения, которые следует учитывать при компоновке кадра. Наиболее простой путь в подборе фокусного расстояния — это использование вариофокального объектива.

В связи с вышеизложенным было подобрано следующее оборудование, удовлетворяющее этим требованиям:

- фотоаппарат NIKON D200. D300 или D3:

- объектив NIKKOR 80-200mm f/2.8D AF или AF-S с удлинительными кольцами.

1.3 Программное обеспечение

Для перевода сфотографированных изображений образца в числовую геометрию и для последующих вычислений различных параметров был написан пакет программ. Пакет программ состоит из двух основных частей: вычислителя и постобработчика. Окно программы изображено на рис. 2.



Рис. 2. Окно программы

1 - основное изображение цилиндра (увеличенное), 2 - меню параметров настройки, 3 - графики цветности (красный, зеленый, синий) и яркости (яркость, контрастность, цветность) выбранного горизонтального сечения. 4 - график выбранного вертикального сечения (аналогично 3), 5 – миниатюра всего кадра

С помощью вычислителя решается задача перевода изображения из графической формы (фотография) в числовую форму с вычислением необходимых параметров. Для этого производятся последовательно два действия: распознавание реперных линий, границ образца и вычисление необходимых параметров. Для уточнения распознавания предусмотрен модуль автоматического распознавания реперных точек. Если автоматический модуль некорректно распознает изображение, то пользователю необходимо распознать изображение самостоятельно и нанести реперные точки при помощи ручного модуля редактирования. Модуль ручного редактирования позволяет при помощи мыши нанести реперные линии на изображения, после чего с помощью разработанной программы рассчитать геометрию образца.

Процесс перевода распознанных реперных точек из графической в численную форму происходит следующим образом: задается координатная система на кадре фотографии, связанная с верхним левым углом фотографии. На каждом кадре реперные линии привязываются к этой координатной системе. Вычисляются координаты точек пересечения реперных линий - это будущий базис точек для вычисления кинематики деформирования. Вводится вторая прямоугольная координатная система, связанная с образцом, для определенности и удобства использования координата (0, 0) соответствует середине образца по высоте на его поверхности. Координаты реперных точек из первой координатной системы пересчитываются во вторую при помощи калибровочной таблицы. Данная таблица составляется перед экспериментом. Следует отметить, что образец и соответственно реперные линии расположены не в одной плоскости, а на искривленной поверхности образца, в то время как фотография содержит их изображение в одной плоскости, что учитывается при вычислении координат реперных точек в координатной системе, связанной с образцом.

С помощью постобработчика проводится визуализация всех вычисленных параметров в двумерной форме. Имеется возможность изображать зависимости различных параметров от времени *t* и осевой координаты образца *z*, например, изменение высоты осаживаемого цилиндра с течением времени показано на рис. 2. Некоторые параметры имеется возможность изображать в виде полей на графическом изображении образца.

1.4 Печь

Разработанный метод измерения подразумевает прямой визуальный доступ к испытываемому образцу. Некоторые печи имеют такие визуальные окна. Для испытаний была использована большая высокотемпературная печь ZDMXH-30t, находящаяся в НИИ механики МГУ. Отверстия для визуального доступа у нее нет, поэтому было решено его изготовить.

В результате анализа размеров испытываемых цилиндров был выбран размер рабочей области в печи 120·120 мм, что требовало иметь в стене печи отверстие в виде усеченного конуса 80·100·300 мм (предполагается, что фокусное расстояние от образца до регистрирующего устройства составляет 1 м).

В результате большой подготовительной работы был изготовлен кирпич с отверстием нужных размеров, который затем был помещен в стенку печи. Для исключения проникания холодного воздуха внутрь печи через изготовленное отверстие, с наружной и внутренней сторон печи отверстие закрывалось кварцевыми стеклами.

1.5 Проведение эксперимента

Перед экспериментом на место образца помещалась клетчатая таблица, устанавливался штатив с фотоаппаратом, настраивались параметры съемки. Производилось фотографирование нескольких кадров таблицы, по которым в дальнейшем производилась калибровка вычислителя. Положение штатива и параметров съемки фиксировалось и оставалось неизменным во время всего эксперимента.

Базовая система освещения показала недостаточное освещение образца. Поэтому от подобной системы освещения было решено отказаться. В дальнейшем внутри печи была укреплена кварцевая лампа на керамических держателях. Электрический ток подводился нихромовой проволокой. Было получено превосходное освещение образца в процессе эксперимента при помощи регулировки яркости лампы и ее положения.

Перед началом эксперимента фотоаппарат и система измерения на прессе синхронизировались. Подготовленный образец помещался в печь, нагревался до заданной температуры и выдерживался при этой температуре около 1 часа. В проведенных экспериментах осадка цилиндра происходила при постоянной нагрузке P_0 при температуре T = 400 °C. Использовались цилиндры размерами 39·39 мм, с нанесенной прямоугольной сеткой 3.4·1.2 мм. Параметры деформирования следующие: $P_0 = 60$ кН и 70 кН, средняя длительность процесса осадки $t_1 = 700$ сек.

1.6 Результаты

Точность полученных данных в проведенном эксперименте составила около 0.2 мм. Разработанная система позволяет получать оптический доступ к цилиндру, в связи с этим можно видеть процесс деформирования цилиндра и записывать видео-процесс для дальнейшего просмотра. Для каждого эксперимента имеется возможность создавать видео-файл. Видео-файл может содержать стандартный процесс деформирования и использовать дополнительную реальность в виде цветного подкрашивания образца в соответствии с деформациями или действующими напряжениями.

Была проведена серия экспериментов, в процессе каждого были измерены 300 - 700 интервалов по времени, в каждом из которых измерялась геометрия образца по 50-100 точкам. Были получены различные параметры образца, изменяющиеся во времени. На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость высоты цилиндра от времени H(t). В результате анализа полей перемещений были получены значения характеристик тензоров деформаций и скоростей деформаций на поверхности образца.



В работе [3] авторами были проведены экспериментально-теоретические работы по исследованию осадки цилиндров. Анализ испытанных цилиндров выявил наличие на их торцах, контактирующих с плитами пресса, двух зон: центральной и периферийной, имеющей концентрические кольца. Оказалось, что осадка цилиндра образца в поперечном сечении происходит в основном за счет расширения центральной части образца, в то время как вблизи торцов образца происходит активное перетекание материала с боковой поверхности на контактную. С учетом этого образование концентрических колец на торце цилиндра объясняется перетеканием материала с боковой поверхности на контактную. Боковая поверхность, в отличие от шлифованной торцевой, не шлифовалась до эксперимента.

2. Одноосное растяжение образца

Производится растяжение цилиндрического образца длиной l_0 и диаметром d_0 постоянной во времени силой P_0 . Использовался образец с диаметром 4 мм и длиной рабочей части 25 мм. Параметры деформирования следующие: $P_0 = 500$ H, длительность до разрушения $t_1 = 1985$ сек.

Так как структура растягиваемых образцов неоднородна, то вблизи самого слабого сечения наблюдается повышенное деформирование (локальная деформация) и как следствие — повышенное напряжение. На рис. 4 изображены фотографии образца при продольном растяжении для времени t = 0 сек — недеформированное состояние и t = 1981 сек — за 4 сек до разрушения. Данные фотографии изображены с дополнительной реальностью в виде цветов, соответствующих действующему напряжению в поперечном сечении. Эпюры осевых напряжений по длине образца в виде графика изображены рядом. Повышение действующего напряжения в образце хорошо видно в месте локализации, развитие которой приводит к разрушению. Область повышенного напряжения достаточно широкая относительно среднего по образцу. Перед разрушением она соответствует 30% от длины образца, то есть локализация деформации затрагивает большую часть образца.



Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 11-08-00007 и 12-08-31166).

Литература

1. Белл Ф. Жд. Экспериментальные основы механики деформируемых твердых тел [Текст] / Ф. Жд. Белл. Ч. І.- М., Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984 — 600 с.

2. Кобфяси А. Экспериментальная механика [Текст] кн. 2. пер. с англ. / под ред. /А. Кобфяси. – М., Мир, 1990. – 552 с.

3. Локощенко А.М. Экспериментально-теоретическое исследование высокотемпературной осадки цилиндров [Текст] / А.М. Локощенко, В.В. Терауд. – Научная конф. «Ломоносовские чтения»: тез. докл. Секция механики. 13 – 17 апреля 2009г. – МГУ. М. 2009. – С. 106.

Поступила в редакцию 01.06.2012

A.M. Lokoshchenko, W.V. Teraud. The method of registration and measurement deformations under high temperature based on the camera

High temperature tests are related to great difficulties of the execution. The complexity of measurements grows sharply when temperature of tests becomes more then 200-300 °C. The reason of it – sharp decrease of accessible sensors. Usually, this kind of measurements isn't direct. With the help of proposed non-touch method it becomes possible to receive simultaneously a lot of measurements. A specially prepared tested specimen put into a furnace. During the testing photos of specimen are taken through the viewing window. The derivable images are analyzed and parameters are solved by net cross. This process is based on the compute analyze of the derivable data.

Key words: non-touch measurements, high temperature, strain localization, fracture.

УДК 621.57

А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, Н.И. Радченко, А.В. Остапенко, А.С. Манилов

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

СОГЛАСОВАНИЕ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА С КОГЕНЕРАЦИОННЫМ ГАЗОПОРШНЕВЫМ МОДУЛЕМ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Выполнен анализ эффективности трансформации теплоты когенерационного модуля на базе газопориневого двигателя в холод термотрансформатором абсорбционного типа. Выявлено наличие значительных потерь теплоты из-за несоответствия температурных условий эффективной работы термотрансформатора и когенерационного модуля. Предложено рециркуляционный контур обратного теплоносителя с бустерным газовым котлом для повышения температуры теплоносителя перед термотрансформатором.

Ключевые слова: газопоршневой двигатель, когенерационный модуль, абсорбционный термотрансформатор, тригенерация, теплоноситель.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Установки автономного энергообеспечения на базе газопоршневых двигателей (ГПД), использующие природный газ и альтернативные топлива [1-3], находят все более широкое применение. Ведущие двигателестроительные фирмы выпускают когенерационные модули - со штатными теплообменниками для получения горячей воды (водяного пара) за счет использования сбросной теплоты ГПД [1, 2]. Хотя когенерационные модули легко интегрируются в системы тепло- и хладоснабжения конкретных объектов, однако анализ энергетической эффективности таких тригенерационных систем показывает наличие потерь теплоты и обусловленной ими недовыработки холода из-за несоответствия температурных условий эффективной работы термотрансформатора, чаще всего на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ), и когенерационного модуля.

Так, из условия поддержания теплового состояния ГПД, обеспечивающего его надежную эксплуатацию, температура обратной (охлажденной) воды, поступающей в когенерационную систему ГПД от АБХМ, ограничивается ее спецификационным значением $t_{oбр.сп} = 70$ °С. При его превышении избыток теплоты сбрасывается в атмосферу, а при меньшей температуре обратной воды $t_{oбр}$ к ней подмешивается часть горячей воды, которая выходит из когенерационного модуля.

Цель исследования — повышение эффективности трансформации теплоты ГПД в холод согласованием температурных режимов работы АБХМ с когенерационным модулем.

2. Изложение основного материала

Решение задачи повышения эффективности трансформации теплоты ГПД в холод рассматривалось на примере установки автономного электро, тепло- и холодообеспечения завода ООО «Сандора»-«Pepsico Ukraine» (Николаевская обл.). Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП «СИНАПС»-«GE Energy» (г. Киев) и ООО «Хладотехника» (г. Николаев). Тригенерационная установка включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), в котором теплота выпускных газов, наддувочной газовоздушной смеси (ГВС), охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла используется для нагрева воды. Теплота горячей воды трансформируется в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильная мощность 2000 кВт), который расходуется на технологические нужды и для работы центральных кондиционеров, охлаждающих воздух в машинном отделении (МО), из которого он поступает на всасывание турбокомпрессора (ТК) ГПД (рис. 1).

В соответствии со схемой на рис. 1 при температуре обратной (охлажденной) воды на выходе из АБХМ, например $t_{oбp} = 75...80$ °C, т.е. выше ее спецификационного значения $t_{oбp.cn} = 70$ °C на входе в теплообменники ГПД, обеспечивающего оптимальное тепловое состояние ГПД, часть обратной воды охлаждается в охладителе обратного теплоносителя (ОТН) с отводом избыточной теплоты в атмосферу градирней 4. Возврат избыточной теплоты в АБХМ невозможен из-за ее пониженного температурного уровня, $t_{oбp} = 75...80$ °C,

© А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, Н.И. Радченко, А.В. Остапенко, А.С. Манилов , 2012



Рис. 1. Схема существующей системы трансформации теплоты когенерационного ГПД в холод в АБХМ: ОМ – охладитель масла; ОР – охладитель рубашки двигателя; ОНС_{нт} и ОНС_{вт} – низкотемпературная и высокотемпературная ступени охладителя наддувочной ГВС; УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Ф – фильтр на всасывании турбокомпресора; Н – насос

относительно спецификационной температуры горячего теплоносителя на входе АБХМ: $t_{r.cn} = 90...95$ °C. Понижение же температуры горячего теплоносителя на входе АБХМ вызывает ухудшение эффективности трансформации тепла в холод — снижение теплового коэффициента ζ , представляющего собой отношение полученного холода к затратам тепла.

На рис. 2 приведены значения температуры горячей воды t_{w1} , поступающей из когенерационного модуля ГПД в АБХМ, обратной воды после АБХМ t_{w4} (перед охладителем ОНТ сброса избытка тепла в градирню) и охлажденной обратной воды после ОНТ на входе в ГПД, t_{w5} .

Эти данные получены в ходе автоматизированного мониторинга параметров тригенерационной установки (июль 2011).



a



Рис. 2. Температуры горячей воды t_{w1} на входе АБХМ (*a*), обратной воды после АБХМ t_{w4} (*б*) и охлажденной обратной воды на входе в ГПД $t_{w5}(\boldsymbol{s})$

Рассчитанные по ним разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды, $t_{w1} - t_{w4}$, и обратной воды в охладителе ОНТ, $t_{w4} - t_{w5}$, приведены на рис. 3.



Рис.3. Разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды $t_{w1}^{-} t_{w4}$ (*a*) и обратной воды в охладителе ОНТ $t_{w4} - t_{w5}$

Указанные данные использованы для оценки объемов избыточной теплоты. сбрасываемой в атмосферу, и обоснования целесообразности технических решений по ее возврату в цикл трансформации тепла и производства за его счет дополнительного холода.

тически равны их спецификационному значению 14 °С. Однако снижение температуры обратной воды в охладителе сброса избыточной теплоты весьма существенное: $t_{w4} - t_{w5} \approx 5$ °С, что свидетельствует о значительных потерях теплоты Q_{Π} по сравне-нию с использованной в АБХМ $Q_{\Gamma a}$ (рис. 4). Как видно, доля теплоты Q_{Π} , сбрасываемой в

Как видно, разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды $t_{w1} - t_{w4} = 14$ °C пракатмосферу из-за необходимости поддержания



Рис. 4. Использованная в АБХМ теплота $Q_{ra}(a)$ и потери теплоты при сбросе в атмосферу $Q_{II}(b)$

температуры обратной воды на входе когенерационного ГПД на уровне 70 °C, составляет 40% теплоты Q_{га}, полезно использованной в АБХМ, и практически треть тепловой мощности когенерационного модуля, равной их сумме: $Q_{ra} + Q_{II} = 1400 \text{ kBt}.$

Для того, чтобы исключить указанные потери тепла, можно нагреть обратный теплоноситель в газовом котле до 90 °С и подавать снова в АБХМ, т.е. ввести дополнительный рециркуляционный контур теплоносителя с котлом (рис. 5).



Рис. 5. Схема системы трансформации теплоты когенерационного ГПД в холод в АБХМ с рециркуляционным контуром теплоносителя и газовым котлом: ОМ – охладитель масла; ОР – охладитель рубашки двигателя; ОНС_{нт} и ОНС_{вт} – низкотемпературная и высокотемпературная ступени охладителя наддувочной ГВС; УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Ф – фильтр на всасывании турбокомпресора; Н – насос; ГК – газовый котел

О количестве холода, получаемого в АБХМ за счет утилизации избыточной теплоты, обычно

сбрасываемой в атмосферу Q_{Π} , можно судить по рис. 6.



Рис.6. Количество холода, получаемого в АБХМ существующей системы трансформации тепла, Q_{0a} (*a*) и дополнительное его количество Q_{0n} за счет утилизации избыточной теплоты Q_n , сбрасываемой в атмосферу (*б*)

Как видно, за счет утилизации избыточной теплоты Q_{Π} , ранее сбрасываемой в атмосферу, можно увеличить холодопроизводительность тригенерационной установки на величину $Q_{0\Pi} = 300$ кВт, доводя холодильную мощность установки на базе одного ГПД до номинальной: $Q_{0a}+Q_{0\Pi}=1000$ кВт.

Следует отметить, что в рассмотренной тригенерационной установке применена одноступенчатая АБХМ, эффективность которой существенно снижается с понижением температуры теплоносителя на входе. Наиболее целесообразно решить проблемы сокращения до минимума потерь теплоты можно с помощью двухступенча-

- 68 -

той АБХМ, подавая обратный теплоноситель с температурой 75...80 °С во вторую, низкотемпературную, ступень АБХМ.

Выводы

Анализ эффективности трансформации теплоты когенерационного модуля на базе газопоршневого двигателя в холод термотрансформатором абсорбционного типа тригенерационной установки позволил выявить наличие значительных потерь теплоты из-за несоответствия температурных условий эффективной работы термотрансформатора и когенерационного модуля. Предложено рециркуляционный контур обратного теплоносителя с бустерным газовым котлом для повышения температуры теплоносителя перед термотрансформатором, который обеспечивает значительное приращение холодопроизводительности.

Литература

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.

2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / Т.Elsenbruch [статья]. – Bucuresti, October 28, 2010. – 73р.

3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G.Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.М. Радченко, А.В. Коновалов, М.І. Радченко, О.В. Остапенко, О.С. Манілов. Узгодження роботи абсорбційного термотрансформатора з когенераційним газопоршневим модулем установки автономного енергозабезпечення

Виконано аналіз ефективності трансформації теплоти когенераційного модуля на базі газопоршневого двигуна в холод термотрансформатором абсорбційного типа. Виявлено наявність значних втрат теплоти через невідповідність температурних умов ефективної роботи термотрансформатора та когенераційного модуля. Запропоновано рециркуляційний контур зворотного теплоносія з бустерним газовим котлом для підвищення температури теплоносія перед термотрансформатором.

Ключові слова: газопоршневий двигун, когенераційний модуль, абсорбційний термотрансформатор, тригенерація, теплоносій.

A.N. Radchenko, A.V. Konovalov, N.I. Radchenko, A.V. Ostapenko, A.S. Manilov. Matching performance of absorption thermotransformer and cogeneration reciprocating gas engine module in integrated energy system

The efficiency of transforming the heat from cogeneration reciprocating gas engine module into a cold by absorption thermotransformer is analyzed. A large heat loses caused by not adequate temperature conditions for efficient performance of thermotransformer and cogeneration module are found. The recirculation contour of return hot water with buster gas boiler to rise the temperature of return hot water before the thermotransformer has been proposed.

Key words: reciprocating gas engine, cogeneration module, absorption thermotransformer, trigeneration, supply hot water.

УДК УДК 656.7: 629.7.072

О.М. Рева¹, В.П. Харченко², О.М. Алексєєв³, Є.А. Знаковська², Д.Г. Бабейчук³

¹Кіровоградський національний технічний університет, ²Національний авіаційний університет, Київ, ³Державна авіаційна служба України

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТУ / ДЕФЕКТУ РИЗИКОВАНОСТІ РІШЕНЬ З ПРОФІЛАКТИКИ АВІАЦІЙНИХ ПРИГОД

Проактивні заходи з профілактики авіаційних пригод та інцидентів в діяльності цивільної авіації пов'язані з прийняттям різноманітних рішень, яким незалежно від їх класифікаційних ознак, завжди притаманний певний ризик стохастичного чи нестохастичного характеру. Ці рішення за своїми наслідками поділяються на такі, що дають позитивний результат (прибуток, — ефект) та такі, що призводять до негативних результатів (збитків, — дефект). Запропонована модель оцінювання відповідного ефекту / дефекту цих рішень, яка спирається на класичний критерій Вальда. Її емпірична реалізація в умовах повної невизначеності дозволила отримати практично прийнятні результати.

Ключові слова: безпека польотів, чинники ризику, прийняття рішень та їх ефекти / дефекти, профілактика авіаційних пригод та інцидентів.

Актуальність

Провідним принципом у роботі цивільної авіації (ЦА) є прагнення до отримання прибутку при обов'язковому забезпеченні належного рівня безпеки польотів (БП). Проте, це прагнення реально обмежується можливістю понести збитки, тобто з'являється явище ризику, під яким, спираючись на праці [1-3], будемо узагальнено розуміти можливість настання небажаної ситуації.

Адже дійсно, орієнтація протягом тривалого часу на переважно екстенсивний розвиток авіації, надмірно висока ступінь централізації управління з пануванням адміністративних методів вели до того, що обґрунтування ефективності діяльності авіаційної транспортної системи (ATC), особливо в умовах планової економіки, і відповідно всі техніко-економічні обґрунтування проектів, навіть таких, що були пов'язані з профілактикою авіаційних пригод (АП) і інцидентів, не тільки обходилися без аналізу ризиків, але ж часто однією фразою підкреслювали їх абсолютну неризикованість, що призводило до неврахування можливої багатоваріантності розвитку подій. І хоча на теперішній час зазначена «плановість» фактично не існує, ставлення до моніторингу ризиків в діяльності ЦА фактично не змінилося.

Зазначимо, що на теперішній час навіть самі провідні авіаційні держави світу не можуть забезпечити абсолютної БП. Більш того, загальновизнано, що будь-які польоти завжди супроводжуються певним ризиком. Ось чому зовсім невипадково ще на самісенькому початку XX ст. Уїлбер Райт (Wright), один з перших льотчиків у світі, зауважив: «Тому, хто бажає бути в абсолютній безпеці, слід сидіти на паркані та спостерігати за птахами».

Таким чином, якщо явище ризику і, як наслідок, в переважній більшості випадків, — АП і інциденти, є об'єктивною реальністю, то його моніторинг, кваліметрія і розробка заходів, особливо проактивних, з їх попередження, є перманентно актуальним завданням. Наведене чітко відповідає політиці ІКАО щодо котролю чинників загроз і помилок і управління БП [3, 4].

1. Аналіз досліджень і публікацій

Оскільки в цій статті мова буде йти про оцінювання ризиків стохастичного характеру, то під ризикованою будемо розуміти таку вибрану стратегію управління, що пов'язана з множиною можливих наслідків, причому кожний вихід має певну імовірність виникнення. Мається на увазі, що імовірності начебто зібрані і відомі людині, яка приймає рішення, заздалегідь [2, 5-14 та ін.].

Вважаємо, що найбільш загальне визначення ризику подано в праці [1]: «ризик — це ситуативна характеристика діяльності, що перебуває в невизначеності її виходу і можливих несприятливих наслідках у разі неуспіху». Ї оскільки ризик — особливе поняття, специфічний предмет для наукового дослідження, тому відповідна наука отримала назву ризикологія і займається саме питаннями виявлення законів та закономірностей можливих полів ризику. При цьому під полем ризику розуміється множина ризиків, що виявилися та реалізувалися; а також системно

© О.М. Рева, В.П. Харченко, О.М. Алєксєєв, Є.А. Знаковська, Д.Г. Бабейчук, 2012

організовані відомості про можливі ризики [15]. Ризикологія, як наука, покликана також аналізувати, діагностувати, прогнозувати, програмувати і планувати ризики у будь-якій галузі людської діяльності.

Саме тому ІКАО ввела критерії статистичної оцінки БП [14], а також розробила спеціальне Керівництво з управління безпекою АТС [3], в якому, у тому числі, було введено поняття «трикутника ризику» для оцінювання небезпеки відповідних ситуацій в АТС. При цьому вкажемо, що, враховуючи вплив людського чиннику (ЛЧ) на БП [16, 17], найбільш цікаві пропозиції з реального розв'язання цього «трикутника» для потреб практики пов'язані з відповідністю певних рівнів небезпеки «трикутника ризику» значенням характерних точок функцій корисності-безпеки, які, спираючись на [7-9], проф. О.М. Рева та його учні уперше ввели в практику досліджень діяльності операторів «переднього краю» [2, 13, 17-24], довівши зазначену відповідність [2, 13, 23].

Враховуючи рекомендації ЇКАО щодо фактичного застосування лінгвістичних змінних для оцінювання ступеня небезпеки [3], у праці [25] в загальних рисах наведено, як можна отримати відповідні функції належності, спираючись на шкалу Купера-Харепера [26, 27]. Практична реалізація цього підходу здійснена під керівництвом проф. В.П. Харченка, коли, враховуючи наслідки помилок авіадиспетчерів були отримані функції належності лінгвістичної змінної «значущість наслідків» та «імовірність пригоди» [28].

Однією з сучасних, дуже цікавих, на наш погляд, є теорія ризику, що розробляється проф. Санкт-Петербурзького державного технічного університету ЦА, Є.А. Кукльовим, яка розглядає ризик як дискретну подію у вигляді узагальненого ланцюга подій [29-31 та ін.]. В його пропозиціях у разі керованих ризиків враховуються чинники, що збільшують небезпеку, та чинники впливу на ситуацію зі зменшенням небезпеки. При цьому вводиться поняття дефект ризику, який має визначатися згідно [10], однак відповідні пропозиції для практичного визначення цього дефекту не наведені.

Зазначимо також, що поняття ефекту / дефекту ризику рішень уперше було введено у праці [10]. Однак, на теперішній час відповідна модель розроблена і проведено її вдосконалення, орієнтуючись вже не тільки на критерій Вальда, але ж і на критерій Севиджа, тільки для інвестиційних рішень [32, 33].

Постановка завдання дослідження.

Отже, з аналізу, що був проведений, та інших джерел витікає, що на сьогодні немає однозначного розуміння сутності ризику і його оцінювання. Це пояснюється, зокрема, як практично повним ігноруванням його вітчизняним законодавством, так і реальною практикою управлінської діяльності в АТС. Крім того, ризик - це складне явище, що має безліч не співпадаючих, а іноді й протилежних реальних джерел. Причому, якщо їх кількість може зростати, скажімо, лінійно, то множина різноманітних сполучень — у геометричній прогресії, тобто можна спостерігати мультиплікацію взаємного впливу чинників і джерел ризику.

Слід відмітити, що на конкретний ризик може здійснювати вплив значна кількість ризиковизначальних чинників. Одні з них є нативними (унікальними, такими, що зберегли визначальний характер і структуру) факторами цього ризику, інші - інтегральними, які впливають одночасно й і на інші ризики.

Зберігається тенденція до розгляду інтегральних чинників ризиків без урахування їх впливу на інші ризики. При цьому ряд дослідників не цілком обґрунтовано намагаються перенести вплив нативних ризиковизначальних чинників конкретних ризиків на цілі групи ризиків. Практично не розглядається можливість діалектичного переходу самого ризику в категорію ризиковизначальних чинників. Хоча зрозуміло, що комплексний підхід до дослідження ризиків, тобто урахування впливу на ризики як ризиковизначальних чинників першого рівня (нативних і інтегральних), так і чинників другого рівня, дозволить підвищити ефективність управління ризиками.

Слід також констатувати факт відсутності моделей, критеріїв оцінювання ефективності заходів-рішень з профілактики АП. Особливо слід зауважити на відсутність підходів до оцінювання цих рішень з позицій ефекту / дефекту їх ризикованості. При цьому, враховуючи, що відповідні заходи відносяться до задач ПР (ЗПР) з векторним показником ефективності [9], то наслідки вибору слід обов'язково пов'язувати з чинниками, що впливають на відповідні процеси. Наведене відкриває перспективи для моделювання і розв'язання відповідних проблемних ситуацій за допомогою матриць рішень і, як наслідок, - за допомогою класичних критеріїв ПР. Справедливість такого підходу підтверджується даними праці [29], на яку ми вже посиллися і де розглядають мінімаксні концепції ризику в оцінці безпеки АТС.

Таким чином, **метою** статті є розробка теоретичної і емпіричної моделі ефектів / дефектів ризикованості рішень з профілактики АП, застосовуючи класичні критерії ПР та методи регресійного аналізу.

3. Розробка теоретичної моделі ефектів / дефектів рішень

ПР в АТС при перманентній наявності ризику є складною процедурою. Допущення нехай навіть малої ймовірності ($p \in P, p \rightarrow 0$) прийняття помилкового рішення керівником не виключає можливості ризику і, як наслідок, погіршення стану БП, навіть із урахуванням обчислення довірчих факторів (емпіричного $V_{p}(P)$, прогнос-

тичного $V_{\upsilon}^{\omega}(P)$, емпірико-прогностичного $V_{\upsilon}^{\omega}(P)$. Зміст цих факторів розглядається нами згідно рекомендацій праці [10]. При цьому зазначимо, що повне усунення ризику при ПР практично навіть і не потрібно. Більш того, певна ступінь ризику вводиться свідомо, тому що ПР без ризику, наприклад, із гранично песимістичної позиції, як правило, невигідно. При цьому розумний ризик варто обов'язково відрізняти від ризику азартного гравця. Саме тому будь-який ризик повинен [6, 34, 35]:

по-перше, враховуватися по можливості повно і всебічно, описуватися кількісними характеристиками й обмежуватися;

по-друге, у жодному разі не перевищувати рівень, при якому результат досягається з достатньою налійністю.

Враховуючи наведене, розглянемо можливість прийняття ефективного рішення з забезпечення БП при наявності певного ризику, досліджуючи загальну матрицю рішень (табл. 1).

Загальна матриця рішень

Таблиця 1

Діючи чинник, що впливають

терій Вальда, то з позиції крайньої обережності найкращим розв'язанням табл. 1 буде рішення, яке ми будемо використовувати у якості опорного для оцінки ризику:

$$\mathbf{A}_{0} = \left\{ \mathbf{A}_{i0} \left| \mathbf{A}_{i0} \in \mathbf{A} \land \mathbf{y}_{i0} = \max_{i} \min_{j} \mathbf{y}_{ij} \right\}.$$
 (1)

При виборі якого-небудь іншого варіанта Аі ступінь ризикованості можна обчислити у вигляді так називаного дефекту варіанта рішення

Аі щодо опорного значення оцінної функції по ММ-критерію [10]:

$$\varepsilon_{i_{MOЖЛ.}} = Z_{MM} - \min_{j} y_{ij}$$
 (2)

Максимальну різницю дефектів при розгляді всіх можливих варіантів рішення A_i , $i = \overline{1, m}$ можна охарактеризувати як можливий ризик:

$$\epsilon_{\text{MOЖЛ.}} = \max_{i} \left(\mathbf{Z}_{\text{MM}} - \min_{j} \mathbf{y}_{ij} \right) - \min_{i} \left(\mathbf{Z}_{\text{MM}} - \min_{j} \mathbf{y}_{ij} \right) = \mathbf{Z}_{\text{MM}} - \min_{i} \min_{j} \mathbf{y}_{ij}$$
(3)

Тоді можливий ризик є_{можл.} незалежно від

інформації про параметри Уіі, наявної за результатами вибірки реалізації рішення, а також від числа цих реалізацій, являє собою максимально можливу величину нереалізованої корисності рішення. При цьому зазначимо, що у випадку малих обсягів **n** вибірки (невеликої кількості діючих факторів λ_i) й числа реалізацій ω процесу ПР безпечніше дотримуватися ММ-критерію, тоді як при досить великих значеннях **n** і **o** доцільно орієнтуватися на BL-критерій Байеса-Лапласа:

$$\mathbf{A}_{0} = \left\{ \mathbf{A}_{i0} \mid \mathbf{A}_{i0} \in \mathbf{A} \land \mathbf{y}_{i0} = \max_{i} \sum_{j=1}^{n} \mathbf{y}_{ij} \mathbf{q}_{j} \land \sum_{j=1}^{n} \mathbf{q}_{j} = 1 \right\} (4)$$

Зазначимо, що обидва розглянутих критерії узагальнюються HL-критерієм Ходжи-Лемана:

$$\mathbf{A}_{0} = \left\{ \mathbf{A}_{i0} \mid_{\mathbf{A}_{i0} \in \mathbf{A} \land \mathbf{y}_{i0}} = \max_{i} \left[\mathbf{v} \sum_{j=1}^{n} \mathbf{y}_{ij} \mathbf{q}_{j} + (1-u) \min_{i} \mathbf{y}_{ij} \right] \right\}, \quad 0 \le u \le 1$$
 (5)

Для вдосконаленого варіанта цього критерію оптимальним уважається рішення Аі, для якого вираз

$$y_{ir} = u_i \sum_{j=1}^n y_{ij} q_j + (1 - u_i) \min_j y_{ij} \Rightarrow max \qquad (6)$$

дає максимальний результат.

У формулі (6) і надалі величини q_i , j = 1, nявляють собою відомі (по мірі наявності інформації про результати керуючої діяльності з за-

- 72 -

Ai	на оезпеку польотів				y ir		
	λ_1	λ_2	•••	λι		λ _n	
1	2	3	4	5	6	7	8
A ₁	y 11	y ₁₂		y _{1j}		y1n	y _{1r}
A ₂	y ₂₁	y 22		y _{2j}		y _{2n}	y _{2r}
						:	:
Ai	y _{i1}	y _{i2}		y _{ij}	y _{in}	yir	
						:	:
Am	y _{m1}	y _{m2}		Уmj		y mn	Ymr
ПРИМІТКИ: A _i – i-та альтернатива у прийнягті рішення; i=1, 2,							
, m; λ_j – j-тий дночий чинник, що впливає на процедуру							
вибору чи характеризує її; $j=1, 2,, n; y_{ij}$ – чисельна							
характеристика ефективності реалізації і-тої альтернативи							
(рішення) в умовах дії і-го чиннику; уіг – така чисельна							
характеристика наслідку реалізації і-го рішення, яка найкращим							
чином його характеризує і визначається відповідним критерієм.							
σ							
Якшо застосовувати мінімаксний (MM) кри-							
безпечення БП) імовірності реалізації зовнішніх станів $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$ або оцінки цих імовірностей, отримуються з вибірки за результатами якихнебудь експериментів, або, принаймні, відносні частоти їхнього розподілу визначені на підставі апріорної інформації. При цьому у якості **u**_i доцільно використати емпірико-прогностичний довірчий фактор $V_n^{\omega}(P)$, величина якого автоматично змінюється в границях, встановлених раніше на підставі його властивостей:

$$V_{n}^{\omega}(P)_{i} \stackrel{\uparrow}{\underset{n \to \infty, \, \omega \to \infty}{\uparrow}} 1, \qquad (7)$$

а також

та

$$V_n^{\omega}(\mathbf{P}) \underset{\omega \to \infty}{\downarrow} \mathbf{0} . \tag{9}$$

(8)

З виразів (7)-(9) витікає, що при великому обсязі вибірки і одночасно великій кількості реалізацій $\boldsymbol{\omega}$ поліпшений HL-критерій наближається до нейтрального BL-критерію, а у випадках малого обсягу **n** вибірки й (або) числа реалізацій $\boldsymbol{\omega}$ визначальним стає MM-критерій. Далі з врахуванням (5) отримуємо:

 $V_n^{(0)}(P) \underset{n \to \infty}{\downarrow} 0$

$$\mathbf{y}_{ir} = \overline{\mathbf{M}}_{n}^{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{P})_{i} = \sum_{j=1}^{n} \overline{\mathbf{q}}_{n,j,i}^{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{P})\mathbf{y}_{ij}, \qquad (10)$$

де $M(P)_i$ — середнє значення, яке відповідає всім трьом типам довірчих факторів.

Зупинимося на визначенні границь застосування HL-критерія. Адже справді, при наявності інформації про імовірнісний розподіл зовнішніх станів $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$, навіть при малому числі реалізацій ω , що, до речі, буде відбито в малості величини довірчого фактору, має сенс вийти за рамки суворого проходження мінімаксному критерію, якщо ЛПР готова в такій ситуації піти на

деякий ризик, обумовлений величиною $\epsilon_{\text{доп.}}$.

Для деяких зовнішніх умов з більшою імовірністю реалізації, можуть спостерігатися варіанти рішення, які дають помітний виграш у порівнянні з оптимальним варіантом по ММ-критерію. З метою оцінки конкурентоздатності таких рішень для кожного варіанта **A**_i введемо спеціальну величину, що дорівнює сумі мінімаль-

ного результату
$$\underset{j}{\min y_{ij}}$$
, $j = \overline{1, n}$ і ефекту ризику:

1

$$\lim_{j} \mathbf{y}_{ij} + \boldsymbol{\varepsilon}_{i} \,. \tag{11}$$

Величина є_і за своїм змістом повинна відповідати обмеженню:

$$ε_i = \min(ε_{i \text{ можл.}}, ε_{\text{доп}}).$$
 (12)

Тим самим гарантується, що значення дефекту і-го варіанту рішення стосовно оптимуму, отриманому по ММ-критерію (2), а також величини припустимого ризику $\varepsilon_{доп.}$ не буде перетворене величиною ε_{i} . Тоді максимальний ризик при розгляді всіх варіантів інвестиційного рішення A_i , $i = \overline{1,m}$ згідно формули (2) дорівнює:

$$\varepsilon = \max_{i} \varepsilon_{i} = \max_{i} \min(\varepsilon_{i \text{ можл.}}, \varepsilon_{\text{доп.}})$$
 (13)

На відміну від виразу (6) для HL-критерію, будемо виходити з такої оцінки результату:

$$\mu_{i} \coloneqq V_{n}^{\omega}(P)_{i} \sum_{j=1}^{n} y_{ij} q_{j} + (1 - V_{n}^{\omega}(P)_{i}) \min_{j} (y_{ij} + \varepsilon_{i}) .$$
(14)

Позначимо через $A^*(\epsilon)$ множину всіх варіантів рішення, що забезпечують максимум величини μ_i :

$$\mathbf{A}^{*}(\boldsymbol{\varepsilon}) \coloneqq \left\{ \mathbf{A}_{1} / \boldsymbol{\mu}_{1} = \max_{i} \boldsymbol{\mu}_{i} \right\}, \quad \max_{i} \boldsymbol{\mu}_{i} = \boldsymbol{\mu}^{*}.$$
(15)

Для роз'яснення суті критерію, обумовленого виразами (14) і (15), розглянемо два крайніх випадки. Якщо $\varepsilon_{доп.} = 0$, то згідно (12), і якщо $\varepsilon_i = 0$, тоді згідно з (14) одержуємо знову вираз для поліпшеного HL-критерію:

$$\mu_{i} = u_{i} \sum_{j=1}^{n} y_{ij} q_{j} + (1 - u_{i}) \min_{j} y_{ij}, \qquad (16)$$

де $u_i = V_n^{\omega}(P)_i$.

Якщо $\varepsilon_{доп.} \ge \varepsilon$, то, згідно (11), $\varepsilon_i = \varepsilon_i$ можл., а вираз (14) з врахуванням (2) фактично перетворюється в нейтральний BL-критерій:

$$\mu_{i} = u_{i} \sum_{j=1}^{n} y_{ij} q_{j} + (1 - u_{i}) Z_{MM}, \qquad (17)$$

причому ваговий коефіцієнт u_i дорівнює довірчому чиннику $u_i = V_n^{\omega}(P)_i$.

Розглянемо випадок, коли $\mathbf{u}_i = \mathbf{V}_n^{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{P})_i = \mathbf{0}$. Ця величина дорівнює нулю у випадку, коли n=0, тобто немає ніякої інформації про розподіл ймовірностей реалізації зовнішніх станів $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$ або при $\boldsymbol{\omega} = \mathbf{1}$, тобто коли рішення приймається вперше. Тоді вираз (13) перетвориться до виду:

ī

$$\mu_i \Big|_{u_{i=0}} = \min_i (y_{ij} + A_i) \underset{i}{\rightarrow} \max_i .$$
(18)

Збільшення результату єіі до величини

 $(y_{ij} + \varepsilon_i)$, яка згідно (12) і (2), може досягати Z_{MM} , дозволяє згідно (15) включити в розгляд кілька додаткових варіантів рішення. Подальшим раціональним кроком буде застосування BL-критерію для цих варіантів:

$$\boldsymbol{\mu^{**}}: = \max_{\{\mathbf{i} \in \mathbf{A}_i \in \mathbf{A}^*(\boldsymbol{\varepsilon})\}} \sum_{j=1}^n \mathbf{y}_{ij} \mathbf{q}_j. \tag{19}$$

Тим самим з множини $A^*(\varepsilon)$ варіантів рішень, результати яких максимізуються виразом (13), перевагу слід віддавати тим варіантам, що мають максимальний середній результат. До них, у першу чергу, відносяться такі варіанти A_i , у яких зовнішні стани λ_j , що забезпечують високі значення результату y_{ij} , характеризуються більшими імовірностями реалізації.

Наведені міркування для випадку $\mathbf{u}_i = \mathbf{V}_n^{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{P})_i$ справедливі й для значень \mathbf{u}_i , близьких до нуля. Якщо ж значення $\mathbf{u}_i = \mathbf{V}_n^{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{P})_i$ близьки до одиниці, то критерій (14) і сам по собі наближається до BL-критерію:

$$\sum_{j} y_{ij} q_j \xrightarrow{}_{i} \max$$
 (20)

Будемо вважати ПР *ризиком реалізації випад*ку, коли його варіант A_i при зовнішньому стані λ_j ; дає результат менше очікуваного. Цю очікувану величину приймемо в якості опорної для оцінки ризику, причому для більшої ясності необхідно розділяти опорні величини на *залежні* й *незалежні* від зовнішніх факторів [9, 11].

У якості опорної величини y_z , незалежної від зовнішніх факторів, може фігурувати будь-яка дійсна величина, але відповідно до змісту її визначення вона може перебувати тільки в діапазоні:

$$\min_{i} \min_{j} y_{ij} \le y_{z} \le \max_{i} \max_{j} y_{ij} .$$
(21)

Для конкретного варіанту A_i величина:

$$\varepsilon_{i} \coloneqq y_{z} - \min_{i} y_{ij} = \max_{i} (y_{z} - y_{ij})$$
(22)

називається можливим дефектом вибору варіанта рішення A_i . Оскільки негативні значення ε_i згідно (22) не є дефектом, розглянемо, з урахуванням звичайного позначення позитивної частини x^+ дійсного числа **x** через **x** := max (**x**, 0), величину:

$$\varepsilon_i^+ \coloneqq \max(\varepsilon_i, 0) = (y_z - \min_j y_{ij})^+$$
(23)

і назвемо цей варіант рішення вільним від дефекту (варіант рішення A_i , коли $A_i^+ \ge 0$).

Тоді при $y_z > \max_i \max_j y_{ij}$ будь-який варіант

ПР буде мати дефект, а при $y_z = \min_i \min_j y_{ij}$ всі

варіанти будуть вільними від дефекту.

Метою управління БП є виявлення причинно-наслідкових зв'язків, де можуть бути використані однакові методи, які не завжди призводять до позитивного результату. Найчастіше причина полягає в нестачі апріорної інформації про чинники ризику або в некоректною застосовності того чи іншого методу (алгоритму) до оброблюваних даних. Уточнення ж моделі, як правило, відбувається вже в процесі обробки даних експертами або у випадках наявності достатньої апріорної інформації, що не завжди буває можливим в разі автоматизованої обробки інформації та необхідності швидкого ПР. Таким чином, на першому етапі ефективніше запропонувати експерту модель, отриману найбільш універсальним методом, для її подальшого уточнення або взагалі ПР про її концептуальну зміну. Невід'ємним етапом у побудові моделі є її оцінка - оцінка якості моделі. Добре відомим і широко застосовуваним засобом оцінювання якості моделі є функція ризику.

Незважаючи на досить широке застосування регресійного аналізу в багатьох прикладних областях знань задача оцінювання ризику регресійної моделі і до теперішнього часу залишається актуальною. Це пов'язано з відсутністю універсального методу оцінювання якості моделі, побудованої за вибірках обмеженого обсягу в умовах повної невизначеності. Для задачі розпізнавання образів необхідно розробити підхід до **емпіричного** оцінювання ризику методом чисельного моделювання, який дає практично прийнятні оцінки.

Більш того, метод побудови емпіричних довірчих інтервалів потенційно дозволяє використовувати не тільки розглянуті емпіричні функціонали якості, але й інші характеристики вибірки та методу навчання. Скажімо, одним позитивним моментом цього є можливість побудови рішення у різнотипних просторі змінних в класі логічних вирішальних функцій.

4. Розробка емпіричної моделі і оцінка ефектів / дефектів рішень з профілактики авіаційних пригод

Під емпіричної оцінкою будемо розуміти величину, отриману оцінюванням мінімальної довірчої ймовірності по деяких евристично обраних множинах розподілів. Якщо ця множина вибрана досить «широко», то отримана оцінка буде близька до істинної. Можливість довіри такій оцінці може бути аргументована такими міркуванням. Якщо цілеспрямованим евристичним пошуком не вдалося побудувати розподіл, при якому довірча ймовірність була б менше заданої величини, то можна очікувати, що і в реальному випадку розподіл виявиться таким, що оцінка залишиться справедливою.

Нехай D_x – простір значень змінних, які використовуються для прогнозу, а D_y – простір значень прогнозуємих змінних, C – множина всіх ймовірнісних мір на заданій σ -алгебрі підмножин множини

$$\mathbf{D} = \mathbf{D}_{\mathbf{x}} \cdot \mathbf{D}_{\mathbf{y}}$$

При кожному $\mathbf{c} \in \mathbf{C}$ маємо такий імовірнісний простір:

$$\langle \mathbf{D}, \mathbf{B}, \mathbf{P_c} \rangle$$

де **В** – **у**-алгебра;

 $P_c[D]$ — імовірнісна міра,

 \mathbf{c} — стратегія природи.

Тоді вирішальною функцією є відповідність

$$f: D_x \rightarrow D_y$$

з деякого класу вирішальних функцій **Ф**. Якість ПР оценінюється заданною функцією втрат

L:
$$Y^2 \rightarrow [0,\infty)$$
.

Функція втрат задає ціну помилки як міру невідповідності ПР $\mathbf{f}_{\mathbf{x}}$ та істинного значення \mathbf{y} . При цьому під ризиком будемо розуміти середні втрати:

$$\mathbf{R}(\mathbf{c},\mathbf{f}) = \int_{\mathbf{G}} \mathbf{L}(\mathbf{y},\mathbf{f}(\mathbf{x})) d\mathbf{P}_{\mathbf{c}}[\mathbf{D}].$$
(24)

Значення ризику залежить від стратегії природи, тобто **с**-розподілу, який в загальному випадку є невизначеним.

Нехай маємо, що

$$\mathbf{v} = \left\{ \left(\mathbf{x}^{\mathbf{i}}, \mathbf{y}^{\mathbf{i}} \right) \in \mathbf{D} \, \middle| \, \mathbf{i} = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{N}} \right\}$$
(25)

випадкова незалежна вибірка з розподілу
 P_c[D].

Емпіричний ризик визначемо як середні втрати на вибірці:

$$\mathbf{R}(\mathbf{v},\mathbf{f}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \mathbf{L} \left(\mathbf{y}^{i}, \mathbf{f} \left(\mathbf{x}^{i} \right) \right)_{.}$$
(26)

Оцінка ризику по контрольній вибірці визначається так:

$$\mathbf{R}^{*}\left(\mathbf{v}^{*},\mathbf{f}\right) = \frac{1}{\mathbf{N}^{*}} \sum_{i=1}^{\mathbf{N}^{*}} \mathbf{L}\left(\mathbf{v}_{i}^{*},\mathbf{f}\left(\mathbf{x}_{i}^{*}\right)\right), \qquad (27)$$

 $\mathcal{A}e \quad \mathbf{v}^* = \left\{\!\!\left(\!\mathbf{x}_i^*, \mathbf{y}_i^*\right)\!\!\right\} \in \mathbf{D}, \quad \mathbf{i} = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{N}^*} \quad - \text{ $``$HOBa} \in \mathbf{B}U-$

падкова незалежна вибірка з розподілу $P_{c}\{D\}$.

Нехай **Q**: $\{v\} \rightarrow \Phi$ – алгоритм побудови вирішальних функцій, а $\mathbf{f}_{\mathbf{Q},v} \in \Phi$ – функція з класу вирішальних функций Φ , побудована по вибірці **v** алгоритмом **Q**. Функціонал ковзаючого іспиту визначається як:

$$\mathbf{R}(\mathbf{v},\mathbf{f}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \mathbf{L}\left(\mathbf{y}^{i},\mathbf{f}_{\mathbf{Q},\mathbf{v}_{i}^{\prime}}\left(\mathbf{x}^{i}\right)\right), \qquad (28)$$

де $v'_i = v / \{ x^i, y^i \}$ – вибірка, що отримується з **v** видаленням і-го спостереження.

Задача побудови вирішальної функції (моделі) полягає у виборі відповідного алгоритму Q та в оцінюванні ризику ПР. Довірчий інтервал для \mathbf{R} задамо у вигляді $[0, \mathbf{R}(\mathbf{v})]$. Тут ми обмежуємося односторонніми оцінками, оскільки на практиці для ризику важливі саме оцінки зверху. Таким чином, в даному випадку побудова довірчого інтервалу еквівалентно вибору функції $\mathbf{R}(\mathbf{v})$, яку будемо називати оцінкою ризику. При цьому має виконуватись умова:

$$\forall \mathbf{c}: P(\mathbf{R} \leq \widetilde{\mathbf{R}}(\mathbf{v})) \geq \eta$$
,

де **η** – задана довірча ймовірність.

Зазначимо, що відомі на даний момент оцінки ризику будуються не як функції безпосередньо вибірки, а через композицію

$$\widetilde{\mathbf{R}} = \mathbf{R}_{\mathbf{c}}(\widetilde{\mathbf{R}}(\mathbf{v}))$$

як функції значень деякого емпіричного функціонала $\ddot{\mathbf{R}}(\mathbf{v})$, під яким будемо розуміти емпіричний ризик. Емпіричний функціонал є точеною оцінкою ризику, на основі якої будується інтервальна оцінка.

Розглянемо функцію побудови ризику рангової регресії. Нехай y = f(x) — вирішальна функція, яка є деякою апроксимацією цільової залежності $f \in \Phi$. Визначимо ризик таким чином:

$$\mathbf{R}(\mathbf{c},\mathbf{f}) = \max_{\mathbf{A} \in \Psi_{\mathbf{x}}} |\mathbf{P}(\mathbf{x} \in \mathbf{A}, \mathbf{y} \triangleright \mathbf{f}(\mathbf{x})) - \mathbf{P}(\mathbf{x} \in \mathbf{A}, \mathbf{y} \triangleleft \mathbf{f}(\mathbf{x}))| \quad (29)$$

де $\psi \subseteq \Lambda_x$ — деяка підмножина $\Lambda_x - \delta$ алгебри підмножин і **D**_x.

Якщо $\psi = \Lambda_x$, то

$$R(c, f) = \int_{D_x} \left| \beta^+(x) - \beta^-(x) \right| dP,$$

 $\exists e \quad \beta^+(x) = P(y \triangleleft f(x)x);$ $\beta^-(x) = P(y \triangleleft f(x)/x);$

$$\mathbf{p}_{\mathbf{x}}(\mathbf{x}) = \mathbf{P}(\mathbf{y} \triangleleft \mathbf{I}(\mathbf{x}) / \mathbf{x}).$$

Як варіант, в якості ризика можно вико-

ристати відстань Монжа між β^+, β^- .

Завжди існує $f^*(x)$, для якої ризик дорівнює нулю. Це умовна медіана, яка є оптимальною вирішальною функцією відносно заданого ризику.

Враховуючи, що $\beta^+ - 1 - \beta^-$ функцію ризику уявимо в такому вигляді:

$$\mathbf{R}(\mathbf{c},\mathbf{f}) = \int_{\mathbf{D}_{\mathbf{x}}} |2\boldsymbol{\beta}(\mathbf{x}) - \mathbf{1}| d\mathbf{P}, \qquad (30)$$

де $\beta(\mathbf{x})$ – порядок квантиля $\mathbf{f}(\mathbf{x})$.

Без обмеження узагальненості будемо розглядати $\mathbf{f} \in \boldsymbol{\Phi}$ - клас лінійних функцій. Пріоритетною стороною розглянутого рангового ризику є те, що рішення, що отримуються за його допомогою, є стійкими до великих випадкових викидів.

Тепер за даними статистики чинників аварійності за останні 10 років побудуємо порядок знайдення вибіркового функціоналу ризику і емпіричне рішення ризику [41].

Алгоритмом **Q** за вибіркою v обсягу **N** будуємо емпіричну функцію **f** із класу лінійних функцій **ф**. Якість побудованої функції будемо оцінювати по емпіричному ризику:

$$\widetilde{\mathbf{R}}_{\mathbf{f}} = \sum_{i=1}^{M} \sum_{\mathbf{x} \in \mathbf{P}_{\mathbf{x}}^{i}} \left| 2\widetilde{\boldsymbol{\beta}}(\mathbf{x}) - 1 \right| \widetilde{\boldsymbol{p}}(\mathbf{x}), \quad (31)$$

де
$$\breve{p}(\mathbf{x}) = \frac{\mathbf{N}_i}{\mathbf{N}};$$
 $\mathbf{N}_i = \left| \mathbf{D}_{\mathbf{x}}^i \right|;$

$$\widetilde{\beta} = \frac{N_i^l}{N_i}; \qquad N_i^l = \left| D_i^l \right|;$$
$$D_i^l = \left\{ (x, y) \in V_N \middle| y \triangleleft f(x), \ x \in D_x^l, \ y \in D \right\}.$$

Тоді оптимальною вирішальною функцією в заданному класі відносно рангового критерію буде функція такого виду:

$$\widetilde{f}(x) = \arg\min_{\substack{f \in \Phi}} \widetilde{R}_f$$

З метою вивчення властивостей емпіричного рангового ризику будемо розглядати довільний алгоритм побудови лінійної залежності, процедуру і спосіб розбиття вихідного ознакового простору

$$D(x) = \bigcup D_x^i$$

Тим самим ми практично охоплюємо всілякі способи відновлення лінійних залежностей. А оцінки емпіричного ризику, отримані в такий спосіб, будуть практично оптимальними.

Для знаходження оцінки емпіричного ризику звернемося до контрольної вибірки і отримуємо:

$$\mathbf{v}^* = \left\{ \left(\mathbf{x}_i^*, \mathbf{y}_i^* \right) \in \mathbf{D}, \quad \mathbf{i} = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{N}^*} \right\}$$

як незміщену оцінку ризику. При цьому ризик по контрольній вибірці задається аналогічно емпіричному ризику, але для елементів контрольної вибірки.

Можна розглянути приклад, що ілюструє пріоритетну властивість лінійної регресії

$$Y = -1,5572x + 0,7926R^2 = 0,7926$$

що побудована за допомогою ранговому методу в умовах малого обсягу вибірки (N = 5), рівномірно розподіленої випадкової складової зі середньоквадратичним відхиленням рівним 0,1 і з 20% викидами.

Справжня лінійна функціональна залежність у прикладі подається простим рівнянням виду:

$$f(x) = 0.5$$
.

Незважаючи на неоднозначність рішення, в прикладі рангові регресійні функції, менш відрізняються від істинної. Принаймні, відновлена за вибіркою функція досить близька, в мет-

риці L^2 або **C**, до істинної є елементом множини рішень, що мають однакові значення емпіричної функції ризику.

У табл. 2 подані значення точкових оцінок емпіричної функції ризику, що побудовані статистичним моделюванням. Як витікає з її даних, отримані результати моделювання показують, що при поганих розподілах оцінка «рангового» ризику практично дорівнює значенню ризику, отриманого на контролі, як на розподілі. Цей результат дає нам підставу застосовувати емпіричну оцінку ризику як досить хорошу при побудові рангової регресії у випадку невідомого розподілу.

> Таблиця 2 Оцінка емпіричного ризику

EÃ	ER*	δ^2
1	2	3
0,12	0,36	0,1
0,16	0,29	0,2
0,17	0,25	0,3
0,21	0,27	0,4

Висновки

Резюмуючи отримані і подані в цій статті нові наукові результати, відмітимо, що розглядаючи ризик як можливість отримання небажаних результатів діяльності, яки досягаються внаслідок недостовірності, неповноти, недостатності, недовизначеності, неадекватності, неоднозначності, невідомості, невизначеності, відсутності достатньо повної інформації про подію чи явище, та неможливості прогнозувати розвиток подій. Причому ризик виникає як і за умов вибору з кількох альтернатив, так і з однієї-однісенької (фатальна ситуація вибору).

Визначено, що ризик, по-перше, повинен враховуватися по можливості повно, описуватися кількісними характеристиками й обмежуватися, а по-друге, у жодному разі не перевищувати рівень, при якому результат досягається з достатньою надійністю. Причому на конкретний ризик може здійснювати вплив значна кількість ризиковизначальнмих чинників. Одні з них є нативними (унікальними) факторами цього ризику, інші інтегральними, які впливають одночасно і на інші ризики.

Ризики в діяльності з профілактики АП та підвищення рівня БП, незалежно від їх класифікаційних ознак, поділяються на такі, що дають позитивний результат (прибуток — ефект) та такі, що призводять до негативних результатів (збитків — дефект). Введено поняття можливого ризику, яким вважається максимальна різниця дефектів при розгляді всіх можливих варіантів рішення. Категорії ефектів / дефектів та інших характеристик ризику встановлені, спираючись на рішення, отримані зі звичайної матриці рішень, шляхом використання класичних критеріїв Вальда, Байеса-Лапласа та Ходжи-Лемана. Подальшими напрямками моделювання ризиків в процесах профілактики АП та збільшення БП слід вважати такі:

- визначення опорних величин ризику;

 визначення та обчислення емпіричного, прогностичного та емпірико-прогностичного довірчих факторів;

 провести додатковий аналіз ефектів / дефектів ризику з використанням критерію Севиджа.

Література

1. Психология: Словарь / под общ. ред. А.В. Петровского, М.Г. Рошевского. – П.: Политиздат, 1990. – 494 с.

2. Рева О.М. Проактивне управління ризиками за людським фактором у цивільній авіації [Текст] / О.М. Рева, С.І. Осадчий, О.М. Медведенко, Ю.М. Фоменко // Залізничний транспорт України: науково-практ. ж., 2008. – № 6. – С. 54-59.

3. Руководство по управлению безопасностью полетов [Текст]: Док. ИКАО 9859 AN/474. - Монреаль, Канада, 2009.

4. Контроль факторов угрозы и ошибок (КУО) при управлении воздушным движением [Текст]: Циркуляр ИКАО 314-AN/178. — Монреаль, Канада, 2008.

5. Де Гроот М. Оптимальные статистические решения [Текст]: пер. с англ. А.Л. Рухина / М. де Гроот; под ред. Ю.В. Линника, А.М. Кагана. – М.: Мир, 1974. – 483 с.

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

7. Козелецкий Ю. Психологическая теория решений [Текст]: пер. с польск. Г.Е. Минца, В.Н. Поруса / Ю. Козелецкий; под ред. Б.В. Бирюкова. – М.: Прогресс, 1979. – 504 с.

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

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

10. Мушик Э. Методы принятия технических решений [Текст]: пер. с нем. В.М. Ивановой / Э. Мушик, П. Мюллер. – М.: Мир, 1990. – 208 с.

11. Рева О.М. Прийняття рішень в умовах небезпеки і ризику [Текст]: конспект лекцій з курсу «Основи теорії прийняття рішень» / О.М. Рева, Т.Ф. Шмельова. — Кіровоград: ДЛАУ, 1998. — 52 с.

12. Рева О.М. Загальна характеристика процесів прийняття рішень в гуманістичних системах [Текст]: Тексти лекцій з курсу «Основи теорії прийняття рішень» для студентів денної форми навчання спеціальності 7.050108 «Маркетинг». - Кіровоград: КІК, 2001. - 32 с.

13. Фоменко Ю.М. Трикутник ризику в системному аналізі професійної діяльності авіадиспетчерів [Текст] / Ю.М. Фоменко // Проблеми інформатизації та управління: зб. наук. пр. — К.: КНАУ, 2006. - № 3. — С.147-151.

14. Медведенко О.М. Критерії безпеки польотів в моніторингу авіаційних подій (Аналітичний огляд) [Текст] / О.М. Рева, О.М. Медведенко // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Наук.-техн. ж. — Харків: Харківський національний аерокосмічний університет «ХАІ», 2008. - № 8 (57). — С. 204-212.

15. Буянов В.П. Рискология (управление рисками) [Текст] / В.П. Буянов, К.А. Кирсанов, Л.М. Михайлов. – М.: Экзамен, 2003. – 384 с.

16. Изучение роли человеческого фактора при авиационных происшествиях и инцидентах [Текст] // Человеческий фактор: Сборник материалов № 7. - Циркуляр ИКАО 240-AN/144.- Монреаль, Канада, 1993. - 76 с.

17. Рева А.Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: (Проактивное исследование влияния) [Текст]: монографія / А.Н. Рева, К.М. Тумышев А.А. Бекмухамбетов / науч. ред. А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы: КазГУ, 2007. – 242 с.

18. Рева А.Н. Оценка предрасположенности студентов-пилотов к риску при принятии решений [Текст] / А.Н. Рева, Д.В. Нестеренко, Г.А. Харченко, В.А. Снигур // тез. докл. XLII студ. науч.техн. конф. – К.: КМУ ГА, 1994. - С.25.

19. Рева О.М. Людський фактор: парадокс психологічної домінанти діяльності пілота в умовах стохастичного ризику [Текст] / О.М. Рева // Проблеми аеронавігації: тематич. зб. наук. пр.- Вип. 3. Удосконалення процесів діяльності та професійної підготовки авіаційних операторів.- Кіровоград: ДЛАУ, 1997. - С.40-49.

20. Рева О.М. Парадокс психологічної домінанти діяльності авіадиспетчера в умовах стохастичного ризику [Текст] / О.М. Рева, Т.Ф. Шмельова // Проблемы развития систем аэронавигационного обслуживания воздушных судов (Аэронавигация и авионика — 98): м-лы междун. науч.техн. конф..- К.: КМУГА, 1998. - С.135.

21. Рева О.М. Методи апріорного вияву відношення авіаційного оператора, як людини, що приймає рішення, до ризику [Текст]: конспект лекцій з курсу «Основи теорії прийняття рішень» - Кіровоград: ДЛАУ, 1999. – 45 с.

22. Рева О.М. Усталеність основної домінанти діяльності авіадиспетчера в умовах стохастичного ризику [Текст] / О.М. Рева, Г.М. Селезньов // Застосування авіації в народному господарстві: м-ли конф. / за ред. С.Ф. Колесниченка. - Кіровоград: ДЛАУ, 2001.- С.129-135.

23. Рева О.М. Проактивне оцінювання ставлення льотного персоналу до ризику та безпечної діяльності [Текст] / О.М. Рева // Вісник НАУ: наук. ж. – К.: КНАУ, 2007. - № 2. – С.36-42.

24. Рева О.М. Алгоритми визначення типу ставлення авіаційного оператора до ризику [Текст] / О.М. Рева, С.І. Корж, П.Ш. Мухтаров, С.В. Недбай // Людський чинник у транспортних системах: м-ли II Міжнар. наук. конф. (ЛЧТС), - Київ, 2-3 червня 2010 р., - К., 2010. – С.30-31.

25. Бабак В.П. Безпека авіації [Текст] / В.П. Бабак, В.П. Харченко, В.О. Максимов та ін.; за ред. В.П. Бабака. – К.: Техніка, 2004. – 584 с.

26. Cooper G.E. Understanding and interpreting pilot opinion [Tekcr] / G.E. Cooper // Aeronautical Engineering Review, 1957.- N 3.- P.P.47-51.

27. Методы инженерно-психологических исследований в авиации [Текст] / Ю.П. Доброленский, Н.Д. Завалова, В.А. Пономаренко, В.А. Туваев; под ред. Ю.П. Доброленского. - М.: Машиностроение, 1975.- 280 с.

28. Райчев С.Г. Влияние ошибок авиадиспетчера на уровень безопасности воздушного движения Болгарии: автореф. дис. канд. техн. наук за спеціальністю 05.22.13 - «Навігація і управління повітряним рухом» /Райчев С.Г.– К.: НАУ, 2008.

29. Куклев Е.А. Использование минимаксной концепции риска при оценке безопасности транспортных систем [Текст] / Е.А. Куклев // Проблемы транспорта, АТР. - СПб., 2001. – С.57-62.

30. Куклев Е.А. Оценивание уровня безопасности полетов в гражданской авиации в рисковых ситуациях на основе цепей случайных событий [Текст] / Е.А. Куклев // Наука и техника транспорта. – 2003 - №2. – С.4-14.

31. Куклев Е.А. Прогнозирование появления авиационных происшествий на основе цепей случайных событий [Текст] / Е.А. Куклев // Сб. докл. междун. симпозиума «МАКС - 99» (ЦАГИ), август 1999.

32. Рева О.М. Модель ефектів / дефектів ризиків інвестиційних процесів [Текст] / О.М. Рева, Л.М. Амірсеідова // Технічний прогрес та ефективність виробництва: Вісник НТУ «ХПІ», 2009. – Вип. 34. – С.103-110.

33. Рева О.М. Критерій Севиджа у вдосконаленні моделей ефектів-дефектів ризику інвестиційних проектів [Текст] / О.М. Рева, Л.М. Амірсеідова, О.Б. Павлів, Н.Н. Гусейнова // Наук. праці Кіровоградського національного технічного університету. Економічні науки. — Вип. 18. — Ч. І. — Кіровоград, 2010. - С.17-22.

34. Подиновский В.В. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач [Текст] /В.В. Подиновский, И.Д. Ногин. — М.: Наука, 1982. — 254 с.

35. Перегудов Ф.И. Введение в системный анализ [Текст]: учеб. пособ. / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М.: Высш. шк., 1989. – 367 с.

36. Алєксєєв О.М. Автоматизація процесів управління безпекою польотів в аеронавігаційній

системі: Дис. кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.13 - «Навігація і управління повітряним рухом». — К.: НАУ, 2009 — 275 С. (захист відбувся 01.11.09, К., НАУ).

Надійшла до редакції 01.06.2012

А.Н. Рева, В.П. Харченко, О.Н. Алексеев, Е.А. Знаковская, Д.Г. Бабейчук. Определение эффекта / дефекта рискованности решений по профилактике авиационных происшествий

Проактивные меры по профилактике авиационных происшествий и инцидентов в деятельности гражданской авиации, связанные с принятием разнообразных решений, которым независимо от их классификационных признаков, всегда присущ определенный риск стохастического или нестохастического характера. Эти решения по своим последствиям делятся на такие, которые дают положительный результат (прибыль, - эффект) и такие, приводящих к негативным результатам (убытков, - дефект). Предложенная модель оценки ожидаемого эффекта / дефекта этих решений, которая опирается на классический критерий Вальда. Ее эмпирическая реализация в условиях полной неопределенности позволила получить практически приемлемые результаты.

Ключевые слова: безопасность полетов, факторы риска, принятие решений и их эффекты / дефекты, профилактика авиационных происшествий и инцидентов.

O.M. Reva, V.P. Charchenko, O.M. Alekseev, E.A. Znakovska, D.G. Babeichuk. Determination of effect/defect of riskiness of decisions on aviation incidents prevention

Proactive measures to preventing aviation accidents and incidents in civil aviation activities associated with the adoption of various decisions that regardless of classification features is always some risk inherent stochastic nature or non stohastic. These decisions by its consequences are those that give a positive result (profit - effect) and those that resulted, are counseled to negative outcomes (losses - defect). The model evaluation of the relevant effect /defect of these decisions, which is based by the classic Wald criterion. Its empirical implementation in full of uncertainty allowed to obtain practically acceptable results.

Keywords: flight safety, risk factors, decisions making and their effects / defects, prevention of aviation accidents and incidents.

УДК 533.9.07

Ш. Рошанпур

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

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ В ИНДУКЦИОННЫХ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ИСТОЧНИКАХ ПЛАЗМЫ И ЭЛЕКТРОНОВ

В приближении однокомпонентной магнитной гидродинамики представлена математическая модель электромагнитного поля в индукционных высокочастотных источниках плазмы и электронов. Уравнения записаны в двумерной форме в представлении об аксиальной симметрии задачи. Перенос импульса описан уравнением вязкости, в котором учтено влияние магнитного поля на диссипативные процессы в разреженной среде. Представлены уравнения для магнитного поля и тока в плазменном объеме и в цепи индуктора. Показана возможность в разреженной среде существования тока в области с размерами, заметно большими, чем глубина магнитного скин-слоя.

Ключевые слова: ВЧ-ионизация, источник плазмы, источник электронов.

Введение

Работа индукционных высокочастотных источников заряженных частиц — электронов, плазмы — основана, в первую очередь, на ионизации газа в высокочастотном разряде. Магнитное поле индуктора, созданное источником периодического напряжения, индуцирует в объеме периодическое азимутальное электрическое поле, возбуждающее азимутальный ток.

В статье представлена модель математическая модель магнитного поля в ВЧ-источнике, дополняющая уравнения динамики заряженных частиц, представленных в работе [1].

1. Магнитное поле в плазменном объеме

Как показано в [1], магнитное поле практически не препятствует осевому и радиальному движению электронов. В связи с этим существенные изменения параметров, связанные с индуцированным электронным током, имеют место только в радиальном направлении, что позволяет усреднить характеристики по длине полости.

Подсистема уравнений высокочастотного разряда включает:

- уравнения, описывающие влияние поля на характеристики азимутального движения электронов:

- азимутальная проекция уравнения движения электронов:

$$m_{e}n_{e}\frac{\partial V_{e\psi}}{\partial t} + \frac{1}{r^{2}}\frac{\partial}{\partial r}\left(\pi_{e}^{(r\psi)}r^{2}\right) + en_{e}E_{\psi} \approx -v_{e}^{(p\Sigma)}m_{e}n_{e}V_{e\psi}; \qquad (1)$$

© Ш. Рошанпур, 2012

- радиально-азимутальная компонента уравнения вязкости электронов:

$$\frac{\partial \pi_{e}^{(r\psi)}}{\partial t} + n_{e}k T_{e}r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_{e\psi}}{r} \right) \approx -v_{e}^{(\pi)} \pi_{e}^{(r\psi)}, \qquad (2)$$

где

$$v_e^{(p\Sigma)} = v_e^{(p)} + \frac{n_{es}}{n_e} \frac{v_e \eta_e^{(p)}}{2L},$$
 (3)

и n_{es}/n_e — отношение концентрации на осевых границах к среднему вдоль оси значению концентрации;

- уравнения, описывающие характеристики электромагнитного поля и влияние на них азимутального тока электронов:

 связь между векторным потенциалом и магнитной индукцией:

$$\vec{B} = \nabla \times \vec{A} \rightarrow B = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (Ar);$$
 (4)

 связь между векторным потенциалом и напряженностью электрического поля:

$$\vec{E} = -\frac{\partial \vec{A}}{\partial t} \rightarrow E_{\Psi} = -\frac{\partial A}{\partial t}; \qquad (5)$$

- уравнение ротора магнитного поля:

$$\nabla \times \vec{B} = \frac{\vec{j}}{\varepsilon_0 c^2} \rightarrow \frac{\partial B}{\partial r} = \frac{e n_e V_{e\psi}}{\varepsilon_0 c^2}.$$
 (6)

- 80 -

С учетом (5) выражение (1) можно переписать так:

$$m_{e}n_{e}\frac{\partial V_{e\psi}}{\partial t} + \frac{1}{r^{2}}\frac{\partial}{\partial r}\left(\pi_{e}^{(r\psi)}r^{2}\right) - en_{e}\frac{\partial A}{\partial t} \approx -\nu_{e}^{(p\Sigma)}m_{e}n_{e}V_{e\psi}.$$
(7)

В таком случае уравнения (2), (6), (7) образуют замкнутую систему и могут решаться независимо. В условиях осевой симметрии при $r \rightarrow 0$ имеет место:

$$\mathbf{A} \sim \mathbf{r}, \, \mathbf{V}_{e\psi} \sim \mathbf{r}, \, \pi_e^{(\mathbf{r}\psi)} \sim \mathbf{r}^2.$$
 (8)

С учетом (8) систему (2) - (7) удобнее ре-

шать в переменных $\frac{R}{r}V_{e\psi}$, $\frac{R^2}{r^2}\pi_e^{(r\psi)}$, $\frac{R}{r}A$.

В соответствии с оценками, приведенными в работе [1], существенными функциями времени являются величины А, В, E_{ψ} , $V_{e\psi}$, $\pi_e^{(r\psi)}$, относительно которых система (2), (6), (7) является линейной. В таком случае при гармоническом изменении во времени напряжения источника питания индуктора решения для перечисленных дисциплин также будут гармонические. Представим переменные во времени параметры в (2), (6), (7) так:

$$\frac{B(t, r)}{B_0} = b_c(\rho)\cos\omega t + b_s(\rho)\sin\omega t, \qquad (9)$$

$$\frac{A(t,r)}{B_0 R} = \left(a_c(\rho)\cos\omega t + a_s(\rho)\sin\omega t\right)\rho, \quad (10)$$

$$\frac{m_{e}V_{e\psi}(t,r)}{eB_{0}R} = \left(v_{c}(\rho)\cos\omega t + v_{s}(\rho)\sin\omega t\right)\rho, \quad (11)$$

$$\frac{\pi_{e}^{(r\psi)}(t,r)}{en_{e\bullet}B_{0}\omega R^{2}} = \left(P_{e}(\rho)\cos\omega t + P_{s}(\rho)\sin\omega t\right)\rho^{2}, (12)$$

где $n_{e\bullet}$ — концентрация электронов на оси полости;

$$\mathbf{r} = \mathbf{R} \, \boldsymbol{\rho} \,. \tag{13}$$

В таком случае из (2), (6), (7) следует:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\mathrm{d} v_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d} \rho} \approx -\frac{\mathrm{m}_{\mathrm{e}} \omega^2 \mathrm{R}^2}{\mathrm{k} \mathrm{T}_{\mathrm{e}}} \frac{\mathrm{n}_{\mathrm{e}\bullet}}{\mathrm{n}_{\mathrm{e}}} \left(\frac{\mathrm{v}_{\mathrm{e}}^{(\pi)}}{\omega} \mathrm{P}_{\mathrm{c}} + \mathrm{P}_{\mathrm{s}} \right), \quad (14)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\mathrm{d} v_{\mathrm{s}}}{\mathrm{d} \rho} \approx -\frac{\mathrm{m}_{\mathrm{e}} \omega^2 \mathrm{R}^2}{\mathrm{k} \mathrm{T}_{\mathrm{e}}} \frac{\mathrm{n}_{\mathrm{e}\bullet}}{\mathrm{n}_{\mathrm{e}}} \left(\frac{v_{\mathrm{e}}^{(\pi)}}{\omega} \mathrm{P}_{\mathrm{s}} - \mathrm{P}_{\mathrm{c}} \right), \quad (15)$$

$$\frac{1}{\rho}\frac{db_c}{d\rho} = \frac{e^2 n_{e\bullet} R^2}{\varepsilon_0 c^2 m_e} \frac{n_e}{n_{e\bullet}} v_c, \qquad (16)$$

$$\frac{1}{\rho}\frac{db_s}{d\rho} = \frac{e^2 n_{e\bullet} R^2}{\varepsilon_0 c^2 m_e} \frac{n_e}{n_{e\bullet}} v_s, \qquad (17)$$

$$\rho \frac{\mathrm{d}a_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\rho} + 2a_{\mathrm{c}} = b_{\mathrm{c}}, \qquad (18)$$

$$\rho \frac{\mathrm{d}\,\mathbf{a}_{\mathrm{s}}}{\mathrm{d}\,\rho} + 2\,\mathbf{a}_{\mathrm{s}} = \mathbf{b}_{\mathrm{s}}\,,\tag{19}$$

$$\rho \frac{\partial P_c}{\partial \rho} + 4P_c \approx -\frac{n_e}{n_{e\bullet}} \left(\frac{v_e^{(p\Sigma)}}{\omega} v_c - a_s + v_s \right), \quad (20)$$

$$\rho \frac{\partial P_{s}}{\partial \rho} + 4P_{s} \approx -\frac{n_{e}}{n_{e\bullet}} \left(\frac{v_{e}^{(p\Sigma)}}{\omega} v_{s} + a_{e} - v_{e} \right).$$
(21)

При использовании метода конечных элементов имеем следующие выражения для первой производной произвольной величины Z по безразмерному радиусу р в узле с номером i:

$$\frac{dZ}{d\rho} = \frac{Z^{(i+1)} - Z^{(i-1)}}{2\Delta\rho} \,. \tag{22}$$

В таком случае из (14), (22) имеем:

2

$$\frac{\mathbf{v}_{c}^{(i+1)} - \mathbf{v}_{c}^{(i-1)}}{2i\,\Delta\rho^{2}} \approx$$

$$= -\frac{m_e \omega^2 R^2}{k T_e} \frac{n_{e\bullet}}{n_e} \left(\frac{\nu_e^{(\pi)}}{\omega} P_c^{(i)} + P_s^{(i)} \right), \quad (23)$$

$$\frac{\mathbf{v}_{s}^{(i+1)} - \mathbf{v}_{s}^{(i-1)}}{2i\Delta\rho^{2}} \approx \\ \approx -\frac{\mathbf{m}_{e}\omega^{2}R^{2}}{kT_{e}} \frac{\mathbf{n}_{e} \bullet}{\mathbf{n}_{e}} \left(\frac{\mathbf{v}_{e}^{(\pi)}}{\omega} \mathbf{P}_{s}^{(i)} - \mathbf{P}_{e}^{(i)}\right), \quad (24)$$

- 81 -

$$\frac{b_{c}^{(i+1)} - b_{c}^{(i-1)}}{2i\Delta\rho^{2}} = \frac{e^{2}n_{e\bullet}R^{2}}{\varepsilon_{0}c^{2}m_{e}} \frac{n_{e}}{n_{e\bullet}}v_{c}^{(i)}.$$
 (25)

$$\frac{b_{s}^{(i+1)} - b_{s}^{(i-1)}}{2i\Delta\rho^{2}} = \frac{e^{2}n_{e\bullet}R^{2}}{\varepsilon_{0}c^{2}m_{e}} \frac{n_{e}}{n_{e\bullet}}v_{s}^{(i)}.$$
 (26)

$$i\frac{a_{c}^{(i+1)}-a_{c}^{(i-1)}}{2} = b_{c}^{(i)}-2a_{c}^{(i)}, \qquad (27)$$

$$i\frac{a_{s}^{(i+1)}-a_{s}^{(i-1)}}{2}=b_{s}^{(i)}-2a_{s}^{(i)}, \qquad (28)$$

$$i \frac{P_{c}^{(i+1)} - P_{c}^{(i-1)}}{2} \approx \\ \approx -\frac{n_{e}}{n_{e} \cdot} \left(\frac{v_{e}^{(p \Sigma)}}{\omega} v_{c}^{(i)} - a_{s}^{(i)} + v_{s}^{(i)} \right) - 4 P_{c}^{(i)},$$
 (29)

$$i \frac{P_{s}^{(i+1)} - P_{s}^{(i-1)}}{2} \approx \\ \approx -\frac{n_{e}}{n_{e} \cdot} \left(\frac{v_{e}^{(p\Sigma)}}{\omega} v_{s}^{(i)} + a_{c}^{(i)} - v_{c}^{(i)} \right) - 4 P_{s}^{(i)} \cdot (30)$$

Можно заметить, что уравнения (23) – (30) имеют особенность при i=0. Особенность оказывается устранимой, если для всех параметров названных уравнений

$$Z^{(-1)} = Z^{(1)}, \tag{31}$$

то есть первая производная любого параметра на оси равна нулю, что и характерно для осевой симметрии.

В уравнениях (27) - (30) для i=0 имеем:

$$a_{c}^{(0)} = \frac{b_{c}^{(0)}}{2}, \qquad (32)$$

$$a_s^{(0)} = \frac{b_s^{(0)}}{2}, \qquad (33)$$

$$4P_{c}^{(0)} \approx -\left(\frac{v_{e}^{(p\Sigma)}}{\omega}v_{c}^{(0)} - a_{s}^{(0)} + v_{s}^{(0)}\right), \qquad (34)$$

$$4P_{s}^{(0)} \approx -\left(\frac{v_{e}^{(p\,\Sigma)}}{\omega}v_{s}^{(0)} + a_{c}^{(0)} - v_{c}^{(0)}\right).$$
(35)

Для отыскания значений искомых параметров в точке i=1 можно воспользоваться выражениями для поведения величин в интервале i=0 – 1:

$$Z = Z^{(0)} + \left(Z^{(1)} - Z^{(0)}\right) \frac{r^2}{\Delta r^2}.$$
 (36)

В таком случае:

$$2\frac{v_{c}^{(1)} - v_{c}^{(0)}}{\Delta \rho^{2}} \approx -\frac{m_{e}\omega^{2}R^{2}}{kT_{e}} \left(\frac{v_{e}^{(\pi)}}{\omega}P_{c}^{(0)} + P_{s}^{(0)}\right), \quad (37)$$

$$2\frac{v_{s}^{(1)} - v_{s}^{(0)}}{\Delta\rho^{2}} \approx -\frac{m_{e}\omega^{2}R^{2}}{kT_{e}} \left(\frac{v_{e}^{(\pi)}}{\omega}P_{s}^{(0)} - P_{c}^{(0)}\right), \quad (38)$$

$$2\frac{b_{c}^{(1)} - b_{c}^{(0)}}{\Delta \rho^{2}} = \frac{e^{2}n_{e} R^{2}}{\varepsilon_{0}c^{2}m_{e}}v_{c}^{(0)},$$
 (39)

$$2\frac{b_{s}^{(1)} - b_{s}^{(0)}}{\Delta \rho^{2}} = \frac{e^{2}n_{e\bullet}R^{2}}{\varepsilon_{0}c^{2}m_{e}}v_{s}^{(0)},$$
 (40)

$$4\left(a_{c}^{(1)}-a_{c}^{(0)}\right)=b_{c}^{(1)}-2a_{c}^{(0)}, \qquad (41)$$

$$4\left(a_{s}^{(1)}-a_{s}^{(0)}\right)=b_{s}^{(1)}-2a_{s}^{(0)}, \qquad (42)$$

$$6\left(P_{c}^{(1)} - P_{c}^{(0)}\right) \approx \\ \approx -\left(\frac{v_{e}^{(p\Sigma)}}{\omega}v_{c}^{(1)} - a_{s}^{(1)} + v_{s}^{(1)}\right) - 4P_{c}^{(0)}, \quad (43)$$

$$6\left(P_{s}^{(1)} - P_{s}^{(0)}\right) \approx \\ \approx -\left(\frac{v_{e\approx}^{(p\,\Sigma)}}{\omega}v_{s}^{(1)} + a_{c}^{(1)} - v_{c}^{(1)}\right) - 4P_{s}^{(0)}. \quad (44)$$

Из (32) — (35) следует, что значения величин $a_c^{(0)}$, $a_s^{(0)}$, $P_c^{(0)}$ и $P_s^{(0)}$ (на оси) не являются произвольными, и для решения системы требуется задавать значения четырех величин

$$b_c^{(0)}, b_s^{(0)}, v_c^{(0)}$$
 и $v_s^{(0)}$. (45)

Ввиду линейности системы распределение любого параметра по радиусу может быть представлено в виде суммы четырех линейно незави-

симых решений. Вариация значений величин $b_c^{(0)}$,

- 82 -

 $b_s^{(0)}$, $v_c^{(0)}$ и $v_s^{(0)}$ при этом должна обеспечить выполнение граничных условий:

- значения вязкости при r = R:

$$P_{c,s}^{(I)} = \frac{n_e(R)}{n_{e\bullet}} \frac{v_e}{4} \frac{\eta_e^{(p)}}{\omega R} v_{c,s}^{(I)}.$$
 (46)

- зависимости всех масштабных характеристик ВЧ разряда от характеристик источника питания индуктора — например, действующего значения мощности.

Можно заметить, что количество варьируемых параметров (45) на единицу превосходит количество граничных условий при r = R. Однако, с учетом (9) – (12) можно заметить, что при со-

хранении комплекса $\sqrt{b_c^{(0)2} + b_s^{(0)2}}$ вариация отношения $b_s^{(0)} / b_c^{(0)}$ означала бы просто смеще-

ние фазы колебаний всех искомых переменных во времени на равную величину (изменение «начала отсчета» времени), что не является существенным в нашей задаче. Ввиду этого отноше-

ние $b_{s}^{(0)} / b_{c}^{(0)}$ можно задавать произвольно, на-

пример – $b_{s}^{(0)} / b_{c}^{(0)} = 0.$

В таком случае решение для любой искомой величины Z может быть представлено в виде суммы:

$$Z^{(i)} = Z_0^{(i)} + C_1 Z_1^{(i)} + C_2 Z_2^{(i)}$$
(47)

при следующих значениях величин (45) в каждом парциальном решении:

$$b_{c,k}^{(0)} = \delta_{k0}$$
, $b_s^{(0)} = 0$, $v_c^{(0)} = \delta_{k1}$, $v_s^{(0)} = \delta_{k2}$. (48)

2. Закон Ома цепи индуктора

Уравнение ротора магнитного поля (6) в квазиодномерном описании имеет вид:

$$\frac{dB}{dr} = -\frac{j_{eff}}{\varepsilon_0 c^2},$$
(49)

где j_{eff} — среднее по слою с толщиной, равной диаметру провода индуктора, значение плотности тока:

$$j_{\rm eff} = \frac{\ln}{2r_{\rm c}L},$$
 (50)

где n – количество витков индуктора;

L – длина полости;

- I ток в контуре индуктора;
- r_c радиус провода кондуктора.

Обозначим значения на радиальной поверхности полости катода так:

$$B_{R} = B(R), \qquad (51)$$

$$A_{R} = A(R).$$
 (52)

В квазиодномерном описании магнитная индукция вне индуктора равна нулю:

$$B(R+2r_c)=0.$$
 (53)

Решением уравнения (49) с учетом (50), (51) является выражение:

$$B = \frac{\ln}{\varepsilon_0 c^2 L} \left(1 - \frac{r - R}{2r_c} \right).$$
 (54)

Тогда, для векторного потенциала имеем (4):

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\,\mathrm{r}}(\mathrm{A}\,\mathrm{r}) =$$

$$=\frac{\mathrm{In}}{\varepsilon_0 c^2 \mathrm{L}} \left(\mathrm{R} - \left(\frac{\mathrm{R}}{2 r_{\mathrm{c}}} - 1\right) (\mathrm{r} - \mathrm{R}) - \frac{(\mathrm{r} - \mathrm{R})^2}{2 r_{\mathrm{c}}} \right), \quad (55)$$

$$Ar = A_R R + \frac{In}{\varepsilon_0 c^2 L} \left(R \left(r - R \right) - \right)$$

$$-\left(\frac{R}{2r_{c}}-1\right)\frac{(r-R)^{2}}{2}-\frac{(r-R)^{3}}{6r_{c}}\right).$$
 (56)

Закон Ома в дифференциальной форме для провода кондуктора имеет вид:

$$\mathbf{j} = \boldsymbol{\sigma} \mathbf{E} = -\boldsymbol{\sigma} \left(\frac{1}{\mathbf{r}} \frac{\partial \boldsymbol{\varphi}}{\partial \boldsymbol{\psi}} + \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \mathbf{t}} \right), \tag{57}$$

$$-\frac{\partial \varphi}{\partial \psi} = \frac{jr}{\sigma} + r \frac{\partial A}{\partial t} .$$
 (58)

где **о** — удельная проводимость провода. Интегрирование по длине и диаметру провода индуктора приводит к выражению:

$$U = -n \frac{1}{2r_c} \int_{0}^{2r_c} \int_{0}^{2\pi} \frac{\partial \phi}{\partial \psi} d\psi dr$$
 (59)

или

$$U = I R + 2\pi n \frac{\partial}{\partial t} \frac{1}{2r_c} \int_{R}^{R+2r_c} A r dr, \qquad (60)$$

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012

- 83 -

- где R сопротивление контура индуктора;
 - I ток в контуре индуктора;

 U – напряжение в контуре индуктора.
 Таким образом, закон Ома для контура индуктора имеет вид:

U = I **R** + 2
$$\pi$$
 n **R** $\frac{\partial}{\partial t} \left(A_R + B_R r_c \left(\frac{2}{3} + \frac{r_c}{6R} \right) \right)$ (61)

или, с учетом (50):

$$U = \frac{\varepsilon_0 c^2}{n} R B_R L +$$

С учетом (9), (10) имеем:

$$B_{R} = B_{0}(b_{c}(1)\cos\omega t + b_{s}(1)\sin\omega t), \qquad (63)$$

$$A_{R} = B_{0}R(a_{c}(1)\cos\omega t + a_{s}(1)\sin\omega t).$$
 (64)

В аналогичном представлении для тока и напряжения в цепи индуктора можем записать:

$$I = I_c \cos \omega t + I_s \sin \omega t , \qquad (65)$$

$$U = U_c \cos \omega t + U_s \sin \omega t .$$
 (66)

При этом, с учетом (54) имеем:

$$I_{c,s} = \frac{\varepsilon_0 c^2}{n} L B_0 b_{c,s} (1).$$
 (67)

Из (62) - (64), (66) следует:

$$U_{c} = B_{0} \left[\frac{\varepsilon_{0} c^{2}}{n} R L b_{c}(l) + \right]$$

$$+2\pi n \omega R^{2} \left(a_{s}\left(l\right)+r_{c}\left(\frac{2}{3}+\frac{r_{c}}{6R}\right)b_{s}\left(l\right)\right)\right].$$
(68)

$$U_{s} = B_{0} \left[\frac{\varepsilon_{0}c^{2}}{n} R L b_{s}(l) - 2\pi n \omega R^{2} \left(a_{c}(l) + r_{c} \left(\frac{2}{3} + \frac{r_{c}}{6R} \right) b_{c}(l) \right) \right].$$
(69)

С учетом (67) имеем для амплитудных значений тока и напряжения в цепи индуктора:

$$I_{amp} = \sqrt{I_c^2 + I_s^2} = \frac{\varepsilon_0 c^2 L B_0}{n} \sqrt{b_c^2(1) + b_s^2(1)}, \quad (70)$$

$$U_{amp} = \sqrt{U_{c}^{2} + U_{s}^{2}} =$$

$$= B_{0} \Biggl[\left(\frac{\varepsilon_{0}c^{2}}{n} R L \right)^{2} \Biggl(b_{c}^{2}(1) + b_{s}^{2}(1) \Biggr) +$$

$$+ (2 \pi n \omega R^{2})^{2} \Biggl(\Biggl(a_{s}(1) + r_{c} \Biggl(\frac{2}{3} + \frac{r_{c}}{6 R} \Biggr) b_{s}(1) \Biggr)^{2} +$$

$$+ \Biggl(a_{c}(1) + r_{c} \Biggl(\frac{2}{3} + \frac{r_{c}}{6 R} \Biggr) b_{c}(1) \Biggr)^{2} \Biggr) +$$

+ 4
$$\pi \epsilon_0 R L \omega R^2 \left(a_s(l) b_c(l) - a_c(l) b_s(l) \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$
. (71)

Актуальная мощность в цепи индуктора в соответствии с (65), (66) равна:

W = I U =
$$\frac{1}{2} \left(I_c U_c + I_s U_s + (I_c U_c - I_s U_s) \cos 2\omega t + \right)$$

$$+ \left(I_c U_s + I_s U_c \right) \sin 2 \omega t \right).$$
 (72)

Для экстремальных и среднего за период значений мощности источника питания индуктора имеем в таком случае:

$$W_{max} = \frac{1}{2} \left(I_c U_c + I_s U_s + \sqrt{I_c^2 U_c^2 + I_c^2 U_s^2 + I_s^2 U_c^2 + I_s^2 U_s^2} \right), \quad (73)$$

$$W_{\min} = \frac{1}{2} \left(I_{c} U_{c} + I_{s} U_{s} - \sqrt{I_{c}^{2} U_{c}^{2} + I_{c}^{2} U_{s}^{2} + I_{s}^{2} U_{c}^{2} + I_{s}^{2} U_{s}^{2}} \right), \quad (74)$$

$$\widetilde{W} = \frac{I_{c}U_{c} + I_{s}U_{s}}{2} = \frac{B_{0}^{2}}{2} \left(\frac{\varepsilon_{0}c^{2}L}{n}\right)^{2} R\left(b_{c}^{2}(1) + b_{s}^{2}(1)\right) + \pi\varepsilon_{0}c^{2}\omega B_{0}^{2}R^{2}L\left(a_{s}(1)b_{c}(1) - a_{c}(1)b_{s}(1)\right).$$
 (75)

Выводы

Представленная модель может быть использована для расчета характеристик высокочастотной ионизации в разреженных средах, где в отличие от плотных сред вязкий перенос импульса электронов может приводить к существованию тока далеко за пределами магнитного скинслоя.

Литература

1. Математическое моделирование процессов в индукционных высокочастотных источниках плазмы и электронов [Текст] / А.В. Лоян, С.Ю. Нестеренко, Ш. Рошанпур, А.И. Цаглов // Авиационно-космическая техника и технология. -2011. - Вып. 10 (81). – С. 203-206.

Поступила в редакцию 12.05.2012

Ш. Рошанпур. Математична модель електромагнітного поля в індукційних високочастотних джерелах плазми і еклетронів

У наближенні однокомпонентної магнітної гідродинаміки наведено математичну модель електромагнітного поля в індукційних високочастотних джерелах плазми і електронів. Рівняння моделі записано у двовимірній формі в представленні про аксіальну симетрію задачі. Переніс імпульсу описано рівнянням в'язкості, у якому враховано вплив магнітного поля на дисипативні процеси у розрідженому середовищі. Наведено рівняння для магнітного поля і струму в області плазми та у ланцюгу індуктора. Показано можливість у розрідженому середовищі існування струму в області із розмірами помітно більшими за глибину магнітного скін-шару.

Ключові слова: ВЧ-іонізація, джерело плазми, джерело електронів.

Sh. Roshanpur. Mathematical modelling of electromagnetic field in inductive high frequency sources of plasma and electrons

Mathematical model of electromagnetic field in inductive high frequency sources of plasma and electrons is represented in single component magnetic hydrodynamics approximation. Equations are written in two-dimension form in the supposition about axial symmetry of task. Motion transition is described by viscosity equation considering magnetic field influence on dissipative processes in rarified substance. The equations for magnetic field inside plasma and in the inductor circuit are represented. The possibility is shown for rarified substance of the current existence in the volume of sizes significantly larger than magnetic skin-shield depth.

Key words: high frequency ionization, plasma sources, electrons sources.

UDC 532.526:621.311.245

J. Swirydczuk, K. Kludzinska

Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, Gdansk, Poland

IMPROVING SAVONIUS ROTOR PERFORMANCE BY SHAPING ITS BLADE EDGES

The article presents the results of the numerical analysis of the flow inside the Savonius rotor. Particular attention has been paid to the vicinity of the blade gap in order to recognise the mechanisms controlling the flow in this area. The conclusions resulting from the analysis made the basis for an attempt to improve Savonius turbine performance via shaping rotor blade edges. The paper presents selected characteristic flow patterns in the vicinity of the blade gap and the results of blade edge shaping having the form of torque fluctuations recorded during one halfperiod of rotor rotation.

Key words: Savonius rotor, blade gap, vortices, performance improvement.

Introduction

The sale of small wind turbines for individual users in Poland is addressed to two main areas. The first area includes individual farm owners whose power needs can be evaluated as being of an order of 5 kW to cover all-day consumption for hot water and electricity. The second area is summer houses which need electricity ranging between 0.5 and 1.0 kW. Unfortunately, it is the high price of wind turbines which makes the basic barrier discouraging individual users from buying. This high price is connected with the fact that most turbines offered on the market are advanced designs of horizontalaxis type (HAWT) with complicated mechanical part used for collecting energy from the wind. In this context, offering other innovative turbine types and modern technologies which provide opportunities for decreasing this price considerably is believed to be attractive and welcome by the market.

The object which seems to be able to meet the expectations for a small, cheap and efficient wind turbine for an individual user is a vertical axis wind turbine (VAWT) of Savonius type. The turbine was invented by Sigurd Savonius, a Finnish engineer, in 1924. It consists of two semicircular blades displaced eccentrically with respect to each other along the line crossing blade edges. The blades are fixed between two endplates, the role of which is to make the flow inside the rotor regular. The principle of operation of the Savonius turbine is the drag difference between two blades mowing with and against the wind, see Fig. 1.

Generally, Savonius turbines are used when their efficiency is less important than the cost and/or the reliability of operation. They have been an object of research for decades. The past investigations, mostly of experimental nature and done using relevant measuring and visualisation techniques, aimed at assessing the influence of selected geometrical

© J. Swirydczuk, K. Kludzinska, 2012

parameters, such as the central gap width, the H/D ratio, and/or the number of rotor blades and sections, on turbine performance [1] – [5]. Only recently, following rapid development of computer hardware and software, numerical analyses were done using the vortex method [6], [7] and the finite volume method [8] to study in detail the unsteady flow through a rotating Savonius rotor.



Fig. 1. Principle of Savonius rotor operation

The present article, making part of comprehensive studies of Savonius rotor operation, analyses the flow in the vicinity of the rotor blade edges, especially the blade gap, and suggests possible blade shape modifications to improve turbine performance. The analysis is done in two dimensions to have an opportunity to trace the unsteady flow phenomena with the maximum possible resolution.

1. Geometry and flow parameters

The examined Savonius rotor consisted of two half-cylinder blades having the outer diameter d=200 mm and thickness of 5 mm. The overall diameter of the rotor, D, was 380 mm and the eccentricity, e/d, was 0.1.



Fig. 2. Two grid blocks: a – outer block; b – inner block inside the rotor

The total number of elements of the calculation grid was about 1.2 million. The entire calculation domain was divided into two main blocks, one of which covered the area outside the rotor while the other - inside. The ratio between the diameter of the outer and inner block was 20. Between the two main blocks, a sliding mesh concept was used to allow their relative movement. The outer block was semistructured, with increasing cell dimensions towards the outer boundary, Fig 2a. The block inside the rotor had an unstructured grid consisting of mostly tetrahedral elements, Fig. 2b. Near the walls, the wall function approach was used to provide acceptable boundary conditions for the mean flow. The maximal values of y^+ did not exceed 3 and the average value of y^+ was not larger than 1.

The 2D calculations were performed with the aid of the commercial code Fluent-ANSYS. The external boundary condition for the outer grid block was defined using the far field concept, in which the wind velocity was set to U = 8 [m/s], and the ambient temperature to 290 K. The Spalart-Allmaras singleequation turbulence model was used. This turbulence model was selected after overviewing other available publications on CFD calculations carried out in similar geometry and flow conditions to arrive at a reasonable compromise between the expected accuracy and time spent to achieve it, an important factor in any unsteady calculations.

The angular velocity of the rotating domain of the rotor was assumed as $\omega = 2\pi [Hz]$ which corresponded to one turn per second. The time step of the unsteady calculations corresponded to one degree of revolution and was approximately equal to $\Delta t = 0.0028[s]$. The unsteady flow was calculated until sufficient repeatability of the torque time-history over a halfrevolution period was obtained. It turned out that a satisfactory number of rotor half-revolutions to obtain this stability did not exceed three.

2. Flow structure in the blade gap

One of initial steps of the here reported research of the Savonius turbine was analysing the unsteady flow inside the rotor during its rotation, with particular attention being paid to the vicinity of the blade gap, the most characteristic element of the Savonius rotor. Firstly, the mass flow rate Q of the air flowing through the gap was calculated as the function of the rotor rotation angle α .



Fig. 3. Air mass flow rate through the blade gap

Changes of the mass flow rate recorded during one half of rotor rotation (180 degrees) are shown in Fig. 3 as the black continuous curve. The axial symmetry of the Savonius rotor has made it possible to extend this curve over the next 180 degrees, the dashed part, thus obtaining the blade gap mass flow

rate fluctuations over the entire rotor rotation. The result of these calculations, complemented by the visual definition of the rotation angle, is shown in Fig. 3.



Fig. 4. Flow patterns in the vicinity of blade gap in selected angular rotor positions: a – position D: no flow through the gap; b – position E: formation of vortices; c – position G: maximal gap flow

The labels **A** to **I** in the diagram in Fig. 3 mark the air mass flow rates for which data sets with full distributions of flow parameters were recorded. The first data set (**A**) was recorded when the rotor occupied the position perpendicular to the air flow direction, i.e. for the rotation angle equal to $\alpha = -90$ deg. The next data sets corresponded to consecutive rotation angles differing by 22.5 deg, with the last data set (**I**) recorded for $\alpha = +90$ deg. Here again, the symmetry of the Savonius rotor geometry has made it possible to extend the representativeness of these distributions over the entire rotor rotation, i.e. 360 degrees.

The curve shown in Fig.3 reveals two characteristic rotation angles labelled **D** ($\alpha = -22.5$ deg) and **G** ($\alpha = 45$ deg). When the instantaneous rotor position corresponds to angle **D**, there is no flow through the blade gap. The velocity field and streamline distribution recorded in this angular position of the rotor are shown in Fig. 4a. The only noticeable structure here, visualised by the arrangement of velocity vectors, is a clockwise rotating vortex 1 whose activity determined by the actual position and strength effectively blocks the gap.

With time, when the rotor keeps rotating, the gap vortex 1 moves off, thus opening the gap and allowing the air to flow through the gap. Simultaneously, a series of new vortices are formed near blade edges, Fig. 4b.

During further rotation of the Savonius rotor some of these vortices vanish while the others become more intensive. The vortex configuration observed in the second characteristic rotor position **G** revealing the maximal flow rate trough the gap is shown in Fig. 4c. The flow is regular, with the presence of only one small vortex **3** in the direct vicinity of the blade edge. With time, this vortex gains in strength and finally separates from the blade edge becoming again the main gap vortex **1**, which was already observed in Fig. 4 as the structure blocking the gap. Then the entire cycle repeats, with the reverse role played by each blade.

3. Blade edge shape modification

The above description of the flow phenomena taking place in the vicinity of the blade suggests that the flow though the gap is strongly affected by vortex structures temporarily forming in this area. Therefore a reasonable way to control this flow and, consequently, overall performance characteristics of the Savonius turbine is to change the shape of blade edges.

The simplest way to shape the inner blade edges is bevelling. A series of examined bevel angles is shown in Fig. 5. In these examinations the shape of the outer blade edge remained square.



Fig. 5. Examined bevel angles of inner blade edge

Figure 6 presents torque coefficient distributions for various bevel angles of the inner blade edges. The torque coefficient C_T was calculated from the formula:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{4}\rho U^2 D^2 H} \tag{1}$$

where: T - torque;

 ρ – air density;

U- free stream velocity of the wind;

D - Savonius rotor diameter;

H - Savonius rotor height.



Fig. 6. Torque coefficient distributions for various bevel angles of the inner blade edge

There is a visible influence of the bevel angle on the instantaneous torque values at rotor rotation angles close to 0 degrees (and 180 degrees due to the symmetry of the Savonius rotor geometry). The length of the interval within which the torque coefficient changes can be observed is approximately equal to 30 degrees. The maximum change of the power coefficient C_P calculated from the formula:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^3 DH}$$
(2)

where *P* stands for power and the remaining symbols are identical to those in formula (1), was obtained for the case of the bevel angle -45 degrees and was equal to 0.20% as compared to the reference case with square blades, for the rotor rotation angle equal to 0 (or 180) degrees. The worst Savonius rotor performance characteristics were obtained for the bevel angle equal to + 45 degrees.

Another attempt to improve the Savonius rotor performance was bevelling outer edges of the blades (while keeping the inner edges square). The definitions and values of the examined outer bevel angles are shown in Fig.7, while the torque coefficient changes obtained as the result of bevelling are shown in Fig. 8.



Fig. 7. Examined bevel angles of outer blade edge



Fig. 8. Torque coefficient distributions for various bevel angles of the outer blade edge

Here again we can observe an interval, this time situated close to 90 degrees, within which the blade edge bevelling has visibly changed torque coefficient values. The most favourable C_T distribution was obtained for the bevel angle equal to +45 degrees. The power coefficient increase corresponding to the rotor rotation angle was equal to 0.17%. The worst performance characteristics were obtained for the bevel angle equal to -45 degrees, which means that the present tendency was opposite to that observed for inner blade edge bevelling.

Conclusion

The article presents the results of the numerical analysis of the flow inside the Savonius rotor, with particular attention being paid to the vicinity of the blade gap. The mechanisms controlling the flow through the gap was recognised as having the form of instantaneous vortex structures forming near the blade edges. The conclusions resulting from the flow analysis justified an attempt to improve the Savonius turbine performance via shaping rotor blade edges. The simplest way to do it was to bevel. Series of blades with either inner or outer bevelled edges were examined. The obtained results reveal certain potential for improving Savonius rotor performance.

The here presented analysis is the initial part of comprehensive studies oriented on improving characteristics of Savonius turbine performance by changing its geometry. The next direct step of this part of study will include a detailed analysis of the flow structure inside the rotor having the geometry modified in the above way to recognise the cause of the recorded torque improvement and optimise it in a controlled way.

References

1. Blackwell B.F. Wind Tunnel Performance Data for Two- and Three- Bucket Savonius Rotor / B.F. Blackwell., R.E. Sheldahl, L.V. Feltz // Sandia Laboratories Report SAND 76-0131. - 1977-P.1-105. 2. Kamoji M.A. Experimental investigations on single stage, two stage and three stage conventional Savonius rotor / M.A. Kamoji, S.B. Kedare, S.V. Prabhu // International Journal of Energy Research. - 2008 - Vol. 32. - P. 877-895.

3. Nakajima M. Performance of Double-Step Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine / M. Nakajima, S. Iio, T. Ikeda // Journal of Fluid Science and Technology. -2008. -Vol. 3. - P. 410-419.

4. Hayashi T. Wind Tunnel Tests on a Three-Stage Out-Phase Savonius Rotor / T. Hayashi, Y.L. Hara, K. Suzuki // Proc. European Wind Energy Conf. London 22-24 Nov. – 2004. – P. 1-6.

5. Saha U.K. Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments / U.K. Saha, S. Thotla, D. Maity // Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. – 2008. – Vol. 96. – P. 1359-1375.

6. Ogawa T. Theoretical Study on the Flow About Savonius Rotor/ T. Ogawa // ASME Journal of Fluids Engineering. -1984. - Vol. 106. - P. 85-91.

7. Afungchui D. The unsteady pressure field and the aerodynamic performances of Savonius rotor based on the discrete vortex method / D. Afungchui, B. Kamoun, A. Helali., A.B. Djemaa // Renewable Energy. -2010. -Vol. 35. P. 307-313.

8. Menet J.L. Prediction of the aerodynamics of a new type of vertical axis wind turbine: the reverse bladed rotor / J.L. Menet // Proc. European Wind Energy Conference, Brussels, Belgium. – 2008. – P. 1-9.

9. Swirydczuk J. Unsteady Flow Though the Gap of Savonius Turbine Rotor/J. Swirydczuk, P. Doerffer, M. Szymaniak // TASK Quarterly. -2011. -Vol. 15. - No. 1. - P. 59-70.

Поступила в редакцию 13.07.2012

Е.Швирыдчук, К.Клюдзинска. Повышение эффективности ротора Савониуса посредством профилирования кромок его лопастей

В статье представлены результаты численного анализа течения внутри ротора Савониуса. Особое внимание уделено окрестности зазора между лопастями для того, чтобы изучить механизм управления потоком в этой области. На основе заключений, являющихся следствием исследования, созданы основные принципы, с помощью которых предпринята попытка повысить эффективность турбины Савониуса путем профилирования кромок лопастей ротора. В статье приведены отдельные типичные картины течения вблизи зазора между лопастями и результаты влияния профилирования кромок лопастей на флуктуации крутящего момента на половине периода вращения ротора.

Ключевые слова: ротор Савониуса, зазор между лопастями, вихри, повышение эффективности.

Е.Швіридчук, К.Клюдзінська. Підвищення ефективності ротора Савоніуса шляхом профілювання кромок його лопатей

У статті представлені результати числового аналізу течії всередині ротора Савоніуса. Особлива увага приділена околу щілини між лопатями для того, щоб вивчити механізм керування потоком у цій області. На засаді висновків, що є наслідком дослідження, створені основні принципи, за допомогою яких здійснена спроба підвищити ефективність турбіни Савоніуса шляхом профілювання кромок лопатей ротора. В статті приведені окремі типові картини течії поблизу щілини між лопатями та результати впливу профілювання кромок лопатей на флуктуації коливань крутильного моменту на половині періоду обертання ротора.

Ключові слова: ротор Савоніуса, щілина між лопатями, вихрі, підвищення ефективності.

УДК 620

Р. Сундер

«ЗАО» БИСС (субсидиарная единица ITW-США), г. Бангалур, Индия

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИКИ, ОТВЕЧАЮЩЕЙ СОВРЕМЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ ИСПЫТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Исследовательская работа в условиях глобализированного рынка выдвигает новые требования к испытательной технике и оборудованию — быть одновременно как гибкими и функциональными в приложении, эксплуатации, так и привлекательными по стоимости. Настоящая работа посвящена обзору новых разработок как по материальной части, так и по программному обеспечению, направленных на удовлетворение этих требований. Такие разработки требуют тесного контакта как с инженерами-испытателями, так и с источниками новых типов комплектующих. Приведены примеры приложения разработок к испытаниям материалов газотурбинных двигателей и конструкционных элементов на прочность, долговечность, циклическую ползучесть и трещиностойкость.

Ключевые слова: испытательная техника, объединенная архитектура управления.

Введение

Современные пакеты программного обеспечения для расчета конструкционных элементов позволяют с высокой точностью определять поля распределения деформаций, включая локальные картины у надрезов и соединений. Такие расчеты, совмещенные с оценкой условий эксплуатации, и моделированием повреждаемости, дополненные высоким качеством конструкционных материалов и уровнем технологии производства, дают достаточно высокую повторяемость обеспечиваемой прочности и долговечности несущих деталей. С одной стороны, это позволяет сокращать объем испытательной работы. Но с другой стороны, поднимаются требования как к качеству воспроизведения условий испытания, так и к объему информации, собранной в процессе самого испытания. Последнее приобретает особое значение в условиях постоянного появления на рынке новых датчиков и техники наблюдения (мониторинга и контроля) за процессом испытания. Нужно также отметить, что постоянное развитие новых материалов, включая композиты и керамику, и способов их соединения сопровождается созданием новых стандартных процедур по проведению испытаний и интерпретации их результатов. Помимо этого, наиболее конкурентоспособные предприятия, как правило, разрабатывают свою специфическую методику проведения испытаний и интерпретации данных на всех стадиях процесса разработки новых продуктов - получения характеристик используемых материалов, сравнительной оценки конструкционных решений и поверочных испытаний на гарантийный и межремонтный срок службы, а также и на остаточную прочность при наличии дефектов или эксплуатационных повреждений.

В виду вышеприведенных обстоятельств фирма БИСС уделяет большое внимание как разработке новых технических решений испытательной техники, так и проведению контрактных испытаний на производственной площади самого предприятия. Данный подход представляет уникальную возможность тщательно проверять и доводить новую технику при разнообразнейших условиях, выставляемых многочисленными клиентами. Он также способствует подготовке персонала для испытательных работ и позволяет оказывать своевременное содействие как покупателям испытательной техники, так и заказчикам испытательных работ, по эксплуатации испытательной техники, и по разработке и внедрению новых методик испытаний.

1. Архитектура системы управления

Возможности и ограничения испытательной техники, прежде всего, определяются архитектурой системы управления, состоящей из контроллера, поддерживающего работу аппаратной части, и системного программного обеспечения на персональном компьютере, поддерживающего работу прикладных программ. Ниже описывается объединенная «MultiChannel-MultiStation» (MCMS -МультиКанальная-МногоСтанционная) архитектура системы управления, успешно развиваемая командой БИСС на протяжении трех десятилетий (см. рис. 1). Архитектура MCMS предусматривает синхронное цифровое управление множества каналов и множества испытательных станций. Разработанная на базе этой архитектуры и встроенная в контроллер единая многозадачная программная среда предоставляет широкую гамму возможностей от управления простыми настольными машинами до контроля комплексных систем испытания конструкций при сложном нагружении. Подобное решение позволяет конфигурировать и независимо управлять целой батареей установок в лаборатории с одного контроллера.

«Двигателем» контроллера служит комбинация цифрового процессора (DSP) и программируемого массива логических цепей (FPGA). FPGA служит интерфейсом и управляющим звеном электроники испытательной машины, куда

входят гибридные схемы, включая программируемые усилители сигналов, аналого-цифровые и цифро-аналоговые преобразователи. Таким образом, сбор показаний датчиков и вывод управляющих сигналов производится без участия самого DSP. Сам DSP сосредотачивается на выполнении расчетов, связанных с обработкой данных, генерированием команд, расчетом уравнения управления сервоканалами и обменом данных с управляющим персональным компьютером. Постоянное наращивание мощности DSP и объема FPGA на протяжении последних пятнадцати лет позволило существенно расширить количество управляемых и измерительных каналов, а также легко синхронизировать работу множества гидроцилиндров при частотах до пятидесяти герц на базе одного контроллера.



Рис. 1. (а) Единый контроллер, разные приложения. (б) Тот же контроллер в управляющей роли целой лаборатории

Важно отметить, что стоимость самого DSP-FPGA «двигателя» незначительна по сравнению со стоимостью потребной гибридной электроники каналов измерения. В то же время, его мощность как по расчетам, так и по интерфейсу с электроникой огромна. В зависимости от потребностей конкретной испытательной системы (или их совокупности) подбирается необходимая комплектация модульной электроники в зависимости от количества измерительных и управляющих каналов и связанных с ними датчиков и приводов. Сам «двигатель» и вписанное в него системное программное обеспечение остаются единым. Именно на этой основе разработана единая модульная архитектура «Multi-Channel-MultiStation» (MCMS) как материальной части контроллера, так и его системного программного обеспечения. Последняя версия «двигателя» способна проводить выше двух миллиардов операций с плавающей точкой и одновременно задавать и считывать сотни расчетных и измерительных каналов электроники. Рис. 1 а, б иллюстрируют разновидность задач, которые решает контроллер. Лаборатории, исполненные по схеме рис. 1 б, уже несколько лет служат испытательной базой для множества ведущих фирм, включая такие многонационалы как Airbus, Boeing, GM, GE, Honeywell и LM Wind Energy.

Опыт работы с широкой разновидностью потребностей экспериментальной работы привел к установлению устойчивой архитектуры как материальной части, так и системного программного обеспечения. Так, имеется широкий выбор электронных модулей, обеспечивающих совместимость практически всех коммерчески доступных датчиков с системой сбора данных. Кроме мостовых датчиков таких как силоизмерители, экстензометры и индуктивные датчики перемещения, подключаемые термопары и датчики ускорения, а также линейные энкодеры, обеспечивающие стабильную точность измерения перемещения штока до 0,1 микрона в динамике, что позволяет получать и соответствующее качество эксперимента. Сама система сбора данных построена вокруг 24-битовых преобразователей, обеспечивающих разрешающую способность измерения лучше, чем 10⁻⁶ доли размаха датчика.

С другой стороны, каналы управления совместимы с широкой разновидностью приводов, включая гидроцилиндры одностороннего и двухстороннего действия, сервомоторы, электромагнитные и электромеханические винтовые приводы, пневмоцилиндры и всевозможные устройства нагрева и охлаждения. Сам контроллер рассчитан на управление совокупностью станций, каждая из которых привязана к заданной комбинации управляемых и измерительных каналов. Количество станций и каналов ограничено только физической компоновкой контроллера и управляющего персонального компьютера.

Программное обеспечение на самом DSP и FPGA включает широкий выбор синхронно вы-

полняемых по каналам, встроенных функций по сбору данных и управления:

- сбор показаний датчиков с заданной поправкой по фазовому сдвигу в зависимости от типа датчика и параметров фильтров;

 пересчет показаний в целях учета закона управления или физики процесса, например, поправка на термическую деформацию образца при испытании на термомеханическую усталость в жестком режиме;

- осреднение показаний и выявление пиков и долин при циклическом нагружении;

 - генерирование цифрового командного сигнала заданной формы и сдвига по фазе (при многоканальном синхронном нагружении);

 расчет многопараметрового уравнения сервоуправления с заданными коэффициентами и с динамической поправкой на мгновенную жесткость системы;

 смежный режим сервоуправления, например, мягкий по среднему и жесткий по амплитуде, что желательно при исследовании эластомеров и эффекта среднего напряжения на малоцикловую усталость;

- адаптивная поправка амплитуды и среднего при циклировании до 500 Гц для точного воспроизведения заданных параметров нагружения;

- обеспечение защиты оператора, машины и образца путем слежения за показаниями индивидуальных каналов измерения по отношению к заданным предельным значениям, а также за состоянием логических каналов.

Все вышеприведенные функции выполняются с частотой возобновления петли управления от 3 до 10 кГц в зависимости от нагрузки на систему. Таким образом, все операции, требующие решения в реальном времени, замыкаются на самом контроллере, причем с гарантированной синхронизацией их исполнения. Задача конфигурации самого процесса индивидуальных испытаний и его анализа, включая сбор и обработку показаний, а также подготовки отчета об эксперименте решается на персональном компьютере, посредством коммуникационного интерфейса USB.

Интерфейс служит «софт-шиной», через которую от прикладных программ на управляющем компьютере поступают команды в контроллер на исполнение конкретных задач на индивидуальных машинах. Этот процесс координирует основная управляющая программа, MTL32, которая также выполняет ответственную работу по сбору, сортировке и предварительной обработке состояния испытательного комплекса, а также массивного потока показаний каналов управления и обратной связи, постоянно поступающих от контроллера.



Рис. 2. Возможности исполнения схемы работы множества задач на единое задание

Потребности сбора и обработки показаний могут широко меняться от задачи к задаче как в качественном, так и в количественном плане. Большинство задач статического испытания требуют показания очень хорошего качества, но с частотой не выше 10-20 Гц. Испытания при высоких скоростях нагружения предполагают возможность достаточно достоверно отражать имеющиеся переходные процессы. Испытания при циклическом нагружении требуют регистрацию пика и долины в каждом цикле и периодические записи полного цикла. А при испытании на трещиностойкость, а также при малоцикловой усталости, требуется периодическая оценка податливости при разгрузке, причем, по данным в определенном заданном окне интервала нагружения. Все эти требования учтены и встроены в соответствующие алгоритмы MTL32. Прикладным программам достаточно запросить нужную им информацию, и пакеты данных в требуемом объеме и форме будут предоставлены.

Общепринято, что подготовка новой прикладной программы для управления испытанием в реальном времени нелегкий труд даже для опытного программиста. Не зря такие программы стоят так дорого. При создании и доводке системного обеспечения MTL32 ставилась задача вообще освободить прикладного программиста от нагрузки реального времени, а также от нудных операций по обработке данных. Требовалось защитить его и от сложной схемы исполнения архитектуры MCMS, связанной с множеством станций и каналов, подсоединенных к единому контроллеру. Эффективность MTL32 достигается благодаря описанной ниже, уникальной структуре программного обеспечения.

2. Схема глобального деления памяти «GDS»

Когда один контроллер управляет множеством испытаний, неизбежна совместная работа группы прикладных программ на управляющем компьютере (см. рис 16). Даже при работе одной машины, новый эксперимент может потребовать решения нескольких независимых задач в реальном времени. Пример такого случая приведен на рис. 2. Возможность интеграции на месте существующих и новых заданий позволяет расширить возможности готовых решений и адаптировать их к конкретным потребностям. А еще лучше иметь возможность самому программировать свои новые дополнения, причем на привычном для себя языке, да еще отлаживать их, не нарушая при этом ход проходящего эксперимента.

В программном исполнении это, прежде всего, требует возможности совместно работающим программам иметь параллельный доступ к потоку информации о показаниях каналов измерения и общем состоянии каждой из машин. К сожалению, стандартные приемы программирования, предусмотренные на MS-Windows не совместимы с требованиями свободного и быстрого доступа к данным в памяти, что необходимо при работе в реальном времени. Рис. 3 иллюстрирует проблему. Если информация делится между множеством заданий, процесс линейно замедляется. А если отдельные данные будут еще модифицироваться индивидуальными заданиями, процесс может не только усложняться, но и привести к непредвиденным результатам.

Это связано со встроенной в MS-Windows защитой памяти индивидуальных задач, которая не позволяет одной задаче менять или даже «заг-



Рис. 3. Ограничения MS-Windows при совместной работе группы программ (.exe)



Рис. 4. Схема глобального деления памяти GDS разработки фирмы БИСС

лядывать» на содержание данных другой задачи, кроме как через приписанный на рис. 3 протокол DDE. Очевидно, данный протокол приведет к недопустимым затратам времени процессора на пересылку данных внутри памяти, тем самым притормаживая управление испытаний в реальном времени. Кроме того, присутствует опасность последствий асинхронности их искаженного представления перед отдельными совместно работающими программами. Эти проблемы сильно разбавляют значимость достоинств операционной среды MS-Windows, таких, как доступность PC, наличие огромного выбора периферийных устройств, широкий выбор прикладных программ общего назначения и, самое главное, хорошее зна-комство с PC среднего пользователя.

Учитывая неотъемлемые достоинства PC с одной стороны, и недопустимые ограничения MS-Windows в отношении частного случая работы с контроллером в вышеописанном режиме, с другой стороны, была разработана новая схема работы программного обеспечения в режиме глобального деления памяти (GDS). Рис. 4 схематически описывает работу совокупности программ в режиме GDS. Следует отметить, что быстродействие MS-Windows не страдает при этом от работы множества заданий, поскольку нет необходимости копировать и передавать данные.

3. Организация работы испытательного комплекса в режиме MCMS

На рис. 5 схематически показана организация испытательного комплекса. состояшего из пяти испытательных машин. Он построен на шинах 1-4. Шина №1 построена по описанной выше архитектуре GDS. Системная программа MTL32, а также все прикладные программы, связанные с испытательным комплексом размещены на управляющем РС. Состояние подключенных машин, а также потоки показаний от них постоянно обновляются в GDS через USB интерфейс. При получении очередного пакета данных от контроллера, MTL32 проводит их предварительную обработку, в частности по перечисленным выше алгоритмам. На протяжении этого процесса, все поступающие данные переводятся в нужные инженерные единицы. Затем, проводится сортировка обработанных данных для их привязки к индивидуальным виртуальным станциям (машинам) внутри GDS. Таким образом, предусмотрена естественная защита памяти, отведенной индивидуальным станциям. В итоге, индивидуальные прикладные программы будут видеть и могут менять только ту информацию, которая касается конкретной испытательной машины.

Система не ограничивает количество прикладных программ, «регистрирующихся» для работы с определенной машиной. И все эти программы будут иметь параллельный доступ к отведенной им общей области GDS.

Шина №2 - это рабочая память MS-Windows, в которой, в режиме деления времени, работают все активные программы, включая прикладные программы, связанные с проходящими испытаниями. Совместная работа прикладных программ в рамках MCMS происходит либо по вызову, либо по «самовызову». Для управляющего воздействия на испытательный процесс, прикладная программа производит вызов соответствующей подпрограммы из библиотеки MTL. При работе в режиме обработки поступающего потока показаний от машины, прикладная программа работает в режиме самовызова, при котором система по появлению пакета данных производит вызов заданной подпрограммы, находящейся в прикладной программе. Этот режим работы в значительной степени увеличивает как эффективность работы программ, так и возможности внедрения даже самими пользователями новых алгоритмов обработки данных в реальном времени.

GDS представляет собой совокупность данных. А двоичный формат данных в памяти не зависит от языка программирования, на котором была подготовлена прикладная программа. Ввиду этого, практически нет ограничений в плане выбора языковой платформы при создании новых программ. Например, пользователь знакомый с MS-XL, желающий обрабатывать своим новым алгоритмом и в реальном времени поступающие от машины данные, может перевести свой алгоритм в XL-Macros, и загрузить его в режиме самовызова. Он также может отладить его в реаль-



Рис. 5. Внедрение схемы GDS в управление батареей машин

ном времени, без всякого беспокойства по замедлению или сбою основной задачи, решаемой на машине.

Возможности асинхронной загрузки и даже отладки прикладных программ без особой подготовки по программированию может представлять интерес широкому кругу опытных инженеров-испытателей, а также ученых-исследователей механических свойств в поиске новых методов экспериментирования. Примером служит схема организации группы прикладных программ, показанная на рис. 6, которая включила внедрение коммерчески доступного фотоаппарата для периодической съемки объекта испытания.

Следует отметить, что поставки испытательной техники фирмы БИСС сопровождаются полной документацией библиотеки MTL, которая сама поставляется без ограничений на переустановку. Кроме этого, фирма предлагает стажировку пользователям, желающим готовить свои программы для конкретных задач.

Шина №3 (рис. 5) — это стандартная сеть Ethernet, которая позволяет соединять терминалы с компьютером. В целях эргономики каждой испытательной машине выделяется свой терминал. Терминалы работают в стандартном режиме MS-Windows без потребности специальных лицензий. Индивидуальные задания автоматически вызываются системной программой при изменении содержания GDS.

Шина №4 предназначена для подвода к контроллеру кабелей от всевозможных датчиков, включая силоизмерители, экстензометры, датчики раскрытия трещины, тензомосты и сами тензодатчики, индуктивные датчики перемещения, скорости и ускорения, термопары, энкодеры и пр. Преобразователи сигнала от датчиков предусматривают программную настройку. Кроме этого, все датчики, построенные на тензомостах, предусматривают автокалибровку. Нужно отметить, что ассигнование датчиков логическое. Перевод датчиков от одной машины к другой не требует их переключения или повторной калибровки. Контроллеры серии 2370 совместимы со всеми промышленно доступными датчиками, включая те, что используются на испытательных машинах иных марок. Благодаря этому, многие испытательные машины самых разных марок модернизованы и доведены до полного цифрового управления в режиме MCMS.

4. Обеспечение эффективности и экономичности эксплуатации испытательной техники

Описанная выше организация системы управления обеспечила высокую эффективность, надежность и экономичность в эксплуатации благодаря единой архитектуре и стандартным наборам комплектующих. Фирмой БИСС также внедрены многие конструктивные решения, направленные на снижение стоимости эксплуатации испытательной техники:

- Стремление к расширенному использованию промышленно доступных комплектующих. К примеру, вся электроника контроллера 2370 построена на комплектующих с однополярным питанием 5 в, что позволило увеличить надежность и неприхотливость электроники и применять легкодоступные и надежные блоки питания от РС.

- Замена двухступенчатых сервоклапанов клапанами прямого действия. Они более доступные,



Рис. 6. Внедрение схемы GDS в организацию совместной работы комплекса заданий

менее чувствительные к загрязнению масла и, таким образом, более надежные. Они положительно показали себя на сотнях установок на протяжении 20 лет.

- Внедрение сервоуправляемых насосов расходом от 4 до 300 л/мин. Эти насосы работают с переменными оборотами, и таким образом, минимизируют расход масла через предохранительный клапан. Это в свою очередь снижает шум и потребляемую электроэнергию на 30-60%, а также нагрев масла. Решение оправдано успешной эксплуатацией новой техники на протяжении 10-ти лет.

- Внедрение линейных энкодеров с разрешающей способностью до 0,1 микрона в качестве датчика перемещения штока гидроцилиндра. Помимо чрезвычайно высокой точности движения штока и управления машины в жестком режиме, новая техника позволила разработку методики измерения длины трещины без использования датчика раскрытия. Эта техника внедрена на машинах, работающих в условиях «горячих камер».

В настоящее время на фирме ведется работа по дальнейшему распространению архитектуры MCMS. В частности, следующее поколение контроллеров будет приспособлено к работам по мониторингу при совместимости с планшетами на базе операционной системы Android с целью повышения доступности и гибкости как испытательной, так и измерительной техники.

4. Заключение

Непосредственное участие в широком спектре испытательных работ и тесное сотрудничество с коллективами инженеров-испытателей во всем мире на протяжении двух десятилетий позволили разработать инновационную испытательную технику. Ее доступность, неприхотливость в эксплуатации и расширяемость позволяют приспосабливаться к постоянно растущим требованиям исследовательской работы в условиях глобализации.

Поступила в редакцию 07.06.2012

R. Sunder. Design features of technology that satisfy the demanding requirements of testing materials and structural elements for fatigue and fracture

Research and development in a globalized market demands test technology that is both flexible in application as well as affordable. This is a review of new developments both in hardware as well as software, directed at satisfying these requirements. Such developments demand constant touch with emerging needs of test engineers as well as emerging component technology in the market. Examples are illustrated showing the application of new developments to testing gas turbine materials and structural elements for strength, endurance, cyclic creep and fatigue crack growth.

Key words: test technology, unified control architecture.

УДК 629.735.03-226.2

А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов, С.И. Сендюрев, С.В. Бажин

ОАО «Авиадвигатель», Пермь, Россия

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ И ТЕПЛОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАКТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГОРЯЧЕЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ СОВРЕМЕННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Выполнена численная оптимизация вторичных течений и теплового состояния теплонагруженных деталей турбины (секторов разрезного кольца и лопаток) современного газотурбинного двигателя. Показано, что применение современных методов численного моделирования в методиках проектирования позволяет снизить потери в лопаточных решетках на 9.5% и максимальную температуру теплонагруженных деталей турбины более чем на 100 °C. Отмечена важность использования сопряженного математического анализа для комплексной оценки максимально возможного числа факторов, влияющих на показатели эффективности и ресурса турбины.

Ключевые слова: сопряженный численный анализ, турбина высокого давления, полки лопаток, сектор разрезного кольца, оптимизация.

Введение

Одними из важнейших условий обеспечения конкурентоспособности газотурбинных двигателей (ГТД) являются повышение ресурса, надежности и топливной экономичности. Однако, повышение экономичности и необходимое для этого увеличение температуры газа перед турбиной $T^*_{\ \Gamma}$ может привести к снижению ресурса газотурбинного двигателя из-за ухудшения прочностных свойств материалов деталей горячей части.

Традиционно используемые, на сегодняшний день, методики проектирования деталей горячей части турбины высокого давления (ТВД), такие как комплекс из одномерных гидравлических расчетов, критериальных уравнений и несопряженного аэродинамического и теплового анализа, хорошо идентифицированы и апробированы преимущественно в области пера турбинных лопаток. Вместе с тем, локальные тепловые и аэродинамические эффекты в области полок и местах перехода полки в перо изучены недостаточно хорошо и трудномоделируемы с помощью традиционных методик проектирования. Оптимизация вторичных течений и теплового состояния полок лопаток и разрезных колец ТВД скрытый резерв по повышению эффективности и ресурса турбины [1, 2].

На данный момент при проектировании высокоэффективных лопаточных решеток турбин перспективных газотурбинных двигателей значительная роль отведена минимизации вторичных потерь в каналах сопловых и рабочих лопаток. Одним из наиболее перспективных методов оптимизации является применение неосесимметричных торцевых поверхностей.

В ОАО «Авиадвигатель» работы по данному направлению разделились на три этапа:

 разработка автоматизированного комплекса оптимизации вторичных вихревых структур.

- анализ эффективности применения конструктивных мероприятий по минимизации потерь в решетке.

 проектирование и изготовление экспериментальной установки для верификации полученных результатов.

Целью работы является проведение численного моделирования газодинамических и тепловых процессов в ТВД ГТД; оценка теплового состояния и оптимизация системы охлаждения секторов разрезных колец ТВД; экспериментальная и численная оптимизация вторичных вихревых структур в лопаточных решетках ТВД.

1. Описание проблемы и численной модели

На сегодняшний день в практике проектирования и научных публикациях сравнительно мало внимания уделяется детальному изучению теплового состояния разрезных колец (КР) турбины, которые работают на наиболее тяжелых среди всех горячих трактовых поверхностей условиях — их обтекает горячий газ, перетекающий через радиальный зазор между рабочей лопаткой (РЛ) и КР со скорость свыше 600 м/с. Опыт эксплуатации современных ГТД показывает высокую вероятность возникновения дефектов в КР 1-й ступени турбины (вплоть до сквозных прогаров, см. рис. 1). С наибольшей вероятностью

© А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов, С.И. Сендюрев, С.В. Бажин, 2012

дефекты могут возникать в стыках между соседними КР, где охлаждение минимально, а также в задней части КР и передней части верхней полки СЛ2, где возможно затекание горячего газа в зазор.



Рис. 1. Внешний вид секторов КР после длительной эксплуатации

Для исследованных современных авиационных двигателей (типа ПС-90А2 и ПД-14) подобные дефекты связаны прежде всего с очень высоким средним уровнем температуры газа в горле соплового аппарата (СА) – $T^*_{CA} =$ 1800...1850 К. Для наземных установок (типа ГТУ-25П), где T^*_{CA} не превышает 1600 К на самых горячих режимах подобные дефекты могут быть вызваны высокой неравномерностью поля температуры газа за КС (неравномерность составляет порядка 1.6 и даже выше).



Рис. 2. Общий вид расчетной области

В любом случае проектировать КР приходится с существенным запасом по температуре для компенсации высокого уровня неравномерности за КС и использовать самые современные варианты конструкций и методики проектирования. Данная задача решалась с помощью численного анализа сопряжения газодинамики и теплообмена в полностью смоделированной ТВД с учетом всех особенностей конструкции турбины (см. рис. 2) в пакете ANSYS CFX 13.0.

Для оптимизации вторичных вихрей использовался программный продукт IOSO NM. Основными модулями, участвующими в оптимизационном процессе являлись пакет построения геометрической модели Unigraphics NX, сеточный генератор ANSYS ICEM CFD и решатель ANSYS CFX, объединенными в цикле командными bat-файлами. На рис. 3 представлен алгоритм рассматриваемого процесса оптимизации.



Рис. 3. Алгоритм оптимизации

Входными параметрами, варьируемыми в цикле оптимизации, являлись радиальные координаты узловых точек (Xij), образующих в дальнейшем торцевую плоскость. Из опыта ОАО «Авиадвигатель» были выделены наиболее характерные зоны на торцевой поверхности, обладающие наибольшим влиянием на вторичные вихри в канале — область вблизи входных кромок лопаток, а также области максимального и минимального статического давления у спинки и корыта профиля до горла канала. Оптимизация в этих зонах имела более детальный характер.

Целевая функция – эффективность решетки.

2. Анализ полученных результатов

2.1. Анализ теплового состояния КР

Численный анализ показал, что неравномерность статического давления вдоль КР со стороны газа очень высокая — статическое давление перед 1-м рядом перфорации в 1.4 раза больше, чем перед 3-м рядом за счет срабатывания на РЛ. В результате перепад статического давления на 1-м ряду в 1.7 раза меньше, чем на 2-м ряду и в 4.3 раза меньше, чем на 3-м ряду отверстий перфорации.

Пленочное охлаждение КР не слишком значительное, что связано с высоким уровнем скорости газа в радиальном зазоре между РЛ и КР. Фактический вклад пленочного охлаждения в суммарное конвективно-пленочное охлаждение составляет порядка 20...25%. Основной вклад в охлаждение поверхности КР, находящейся в проточной части, вносит конвективное охлаждение - порядка 75...80% от суммарного эффекта конвективно-пленочной системы охлаждения. Из них около 10% от суммарного снижения температуры дает конвективный теплообмен в отверстиях перфорации.

Результаты численного моделирования хорошо согласуются с различными экспериментальными исследованиями (замеры статических давлений и температур в полости подвода, металлография [1, 3]).

На основе полученных характеристик системы охлаждения КР и его теплового состояния были сделаны существенные изменения в конструкции КР (разбиение единой полости подвода на несколько изолированных полостей и загущение отверстий перфорации), что позволило значительно (на 100 °C, см. рис. 4) снизить максимальную температуру КР по сравнению с исходной конструкцией, что позволит значительно увеличить ресурс КР даже при существенных забросах температуры в периферийной зоне за КС.

Для того, чтобы исключить возможное затекание газа из проточной части в осевой зазор между КР и СЛ2 в задней части КР были выполнены дополнительные отверстия. На рис. 5 изображено расчетное поле температуры воздуха в осевом зазоре между КР и СЛ2 для исходной (сверху) и доработанной (снизу) конструкции КР1. Наглядно видно, что выполнение дополнительных отверстий для наддува стыка между КР и СЛ2 в новой конструкции КР1 позволяет исключить затекание горячего газа в зазор. Средняя концентрация горячего газа на входе в зазор между КР и СЛ2 со стороны газового тракта уменьшилась в 4.3 раза (с 22.2% у исходной конструкции КР1 до 5.2% у доработанной с дополнительным наддувом стыка). Средняя температура газа на входе в зазор уменьшилась на 104 К.



Рис. 4. Распределение температуры металла по поверхности базовой (слева) и новой (справа) конструкций КР на номинальном режиме (T*_{CA} = 1578 K)



Рис. 5. Поле температуры воздуха в осевом зазоре между КР и СЛ2 для исходной (слева) и новой (справа) конструкции КР

2.2. Оптимизация полок лопаток

Одной из немаловажных проблем (наряду с повышением эффективности решетки) является обеспечение оптимального температурного состояния торцевой поверхности и спинки профиля для повышения ресурса лопаток турбин. В процессе анализа лопаток диагностировалось увеличение температурного состояния вследствие размытия пленки на спинке (см. рис. 6) из-за прохождения в этой зоне канальной вихревой структуры (повышение теплового потока в спинку).





Рис. 7. Визуализация интенсивностей завихренности по длине канала



Рис. 8. Визуализация завихренности в канале для осесимметричной (слева) и неосесимметричной (справа) торцевой поверхности



Рис. 6. Размытие пленки на спинке профиля

Исходя из этого, в процессе анализа рассматривались оптимальные варианты, удовлетворяющие двум критериям поиска: максимальная эффективность, минимальное размытие пленки на спинке профиля.

На рис. 7 и 8 отражены основные отличительные особенности в картинах течения двух вариантов (осесимметричного и неосесимметричного).

Область межлопаточного канала характеризуется наличием трех основных вихревых составляющих, зарождающихся при обтекании потоком входных кромок лопаток («а» - ветвь подковообразного вихря с корыта, «b» - вихрь первичного распада, «с» - ветвь подковообразного вихря со спинки), а также вихрей, являющихся следствием взаимодействия вихревых структур «а», «b» и «с» («k» - канальный вихрь, «i» - закромочный вихрь). Одним из ключевых факторов, определяющих снижение потерь в решетке с неосесимметричной торцевой образующей, является ликвидация подковообразного вихря с корыта за счет снижения градиента давления от корыта к спинке формированием выпуклости/вогнутости в канале. Это приводит к уменьшению суммарного количества вихревых составляющих канального вихря - основного источника аэродинамических потерь в решетке, таким образом, повышая эффективность решетки.

Вогнутый участок профиля у входной кромки интенсифицирует ветвь подковообразного вихря со спинки, который за счет противоположности закрутки смещает вихрь первичного распада от спинки профиля. При этом минимизируется интенсивность закромочного вихря, индуцируемого отрывом пограничного слоя в области прохождения канального вихря на спинке. Как результат снижения интенсивностей и количества вихревых структур, вариант решетки с неосесимметричными торцевыми поверхностями имеет наименее выраженные области провала давления в зонах прохождения вихревых структур за выходными кромками лопаток (рис. 9). Снижение суммарных потерь в канале составило 9.5% относительно базового осесимметричного варианта.



Рис. 9. Контуры полного давления в выходной плоскости

Для оценки влияния неосесимметричности на температурное состояние лопатки, проводился сопряженный газодинамический расчет с оценкой теплового потока в спинку лопатки в месте прохождения вторичных вихрей. Результаты расчета (рис. 10) отражают, что, вследствие отвода вихрей от спинки профиля формированием вогнутого участка, уменьшается тепловой поток в спинку лопатки, ликвидируется размытие пленки на спинке профиля.



Рис. 10. Визуализация интенсивностей завихренности и теплового потока для осесимметричной (слева) и неосесимметричной (справа) торцевой поверхности

Для подтверждения полученных результатов в ОАО «Авиадвигатель» проведены работы по проектированию экспериментальной установки аэродинамического исследования лопаток турбин.

Для проведения комплексного анализа вторичных течений в межлопаточных каналах сопловых и рабочих лопаток турбин, в установке применен набор методов анализа структуры потока:

- анализ скоростей потока в канале лазерным доплеровским анемометром;

 визуализация вихревых течений с помощью высокоскоростой камеры;

- измерение поля полного/статического давления, а также углов выхода потока на различных расстояниях от выходных кромок лопаток пятиточечным приемником давления на 3D системе перемещения;

- измерение распределения статического давления по торцевым поверхностям и профилю лопатки в трех сечениях.

В данный момент идет процесс производства установки, а также подготовка бокса и систем установки к испытаниям.

Заключение

Внедрение методик, решающих задачу получения теплового состояния деталей турбин ГТД сопряжением задач газодинамики и теплообмена, в практику проектирования позволит существенно улучшить уровень проектирования, увеличить эффективность охлаждения при сокращении расхода охлаждающего воздуха, проводить комплексный учет влияния различных факторов на аэродинамику и тепловое состояние деталей турбин в едином программно-вычислительном комплексе, что позволит избежать погрешностей при переносе граничных условий между различными программными продуктами.

Литература

1. Тепловое проектирование разрезных колец турбин методами численного моделирования в сопряженной постановке /А.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов //Электронный журнал «Труды МАИ». – Вып. 52. – М., 2012. – 15 с.

2. Анализ влияния неосесимметричных торцевых поверхностей межлопаточных каналов сопловых лопаток на вторичные течения в турбинах /Н.Ю. Самохвалов, А.С. Тихонов, С.И. Сендюрев: тез. докл. LVIII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – М., 2011. – С. 111-117.

3. Тихонов А.С. Влияние геометрических параметров профиля лопатки на эффективность пленочного охлаждения лопаток газовых турбин: дис. на соискание ученой степени канд. технических наук: 05.07.05; защищена 15.10.2010 /Тихонов Алексей Сергеевич. – П., 2010. – 170 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

О.С. Тихонов, Н.Ю. Самохвалов, С.І. Сендюрев, С.В. Бажин. Аеродинамічне і теплове проектування трактових поверхонь гарячої частини турбіни сучасного газотурбінного двигуна

Виконано чисельну оптимізацію вторинних течій і теплового стану теплонавантажених елементів турбіни (секторів розрізного кільця і лопаток) сучасного газотурбінного двигуна. Показано, що застосування сучасних методів чисельного моделювання в методиках проектування дозволяє знизити втрати в лопаткових решітках на 10% і максимальну температуру теплонавантажених елементів турбіни більш ніж на 100 °C. Відмічено важливість використання сполученого математичного аналізу для комплексної оцінки максимально можливого числа факторів, що впливають на показники ефективності та ресурсу турбіни.

Ключові слова: сполучений чисельний аналіз, турбіна високого тиску, полиці лопаток, сектор розрізного кільця, оптимізація.

A.S. Tikhonov, N.YU. Samokhvalov, S.I. Sendiurev, S.V. Bazhin. Aerodynamic and thermal design of turbine hot part flowpath surfaces in advanced gas turbine engine

Secondary flows and thermal condition of turbine heat-loaded parts (split ring and blades segments) of advanced gas turbine engine have been optimized. It has been shown that up-to-date numerical simulation applied in design procedures makes it possible to reduce losses in blades passages by 10% and maximum temperature of turbine heat-loaded parts by more than 100 °C. It has been emphasized that it is important to use interconnected numerical analysis for complex evaluation of the maximum possible number of factors influencing turbine efficiency and life values.

Key words: interconnected numerical analysis, high-pressure turbine, blade shrouds, split ring segment, optimization.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

к.т.н. В.Ф. Шатохин, к.т.н. С.Д. Циммерман

ОАО «Калужский турбинный завод», Россия

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ОБКАТА НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ

На основе математического моделирования нестационарных колебаний одномассового ротора вследствие внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор рассмотрено развитие явления обката. Изменение основных параметров обката ротора по статору показано во времени. Дана характеристика позиционных сил (в форме коэффициентов жесткости обката), ответственных за возбуждение и поддержание асинхронного обката, развитие которого способно привести к опасным последствиям, вплоть до разрушения турбоагрегата.

Ключевые слова: ротор, статор, внезапная разбалансировка ротора, обкат ротора по статору (синхронный или асинхронный), коэффициенты жесткости обката.

Обкат ротора по статору может, по мнению ряда авторов [1-4], стать причиной чрезвычайно опасных последствий для турбоагрегата (ТА). Если считать внезапную разбалансировку ротора первопричиной опасной аварийной ситуации, то трение скольжения ротора о статор вследствие их взаимного контакта является фактором возбуждения асинхронного обката ротора по статору с ростом амплитуд колебаний и значительными силами давления на статор. К подобным последствиям могут привести начальные воздействия любого другого рода, сопровождающиеся соприкосновением вращающегося ротора с неподвижным статором.

На рис. 1 показано, что сила трения Т в месте контакта неуравновешенного ротора со статором, кроме тормозящего момента, создает силу, приложенную к центру С сечения ротора, перпендикулярную смещению ОС ротора. Сила Т способствует, таким образом, возбуждению обратной прецессии и развитию асинхронного обката. О величинах и характере изменения сил, возбуждающих асинхронный обкат при контакте ротора со статором, пока имеются чисто интуитивные представления. Кроме того, сам процесс развития обката и, особенно момент перехода синхронного обката (движение ротора с прямой прецессией) в асинхронный (движение ротора с обратной прецессией), пока недостаточно представлены предыдущими исследованиями [7].

Предварительный анализ показывает многообразие форм обката ротора по статору. Обкат может быть не только синхронным или асинхронным, но, в зависимости от условий контакта, синхронный обкат переходит в асинхронный и обратно - своего рода неустойчивое состояние системы ротор-статор. По классификации [2] к явлению обката относят движение ротора с постоянным (безотрывное движение) и периодическим контактом ротора со статором, сменяющимся движением в зазоре между ротором и статором. При этом первая форма обката имеет большее основание на существование в системе с относительно податливым статором.



Рис. 1. Силы, действующие на ротор при радиальном контакте ротора со статором. P – точка контакта ротора со статором; т. 0 – центр расточки статора; т. C – центр сечения ротора; ω – угловая скорость вращения ротора;

ф – угловая скорость прецессионного движения ротора; N – реакция статора; T – сила трения скольжения; R = M₀²e – сила от небаланса ротора

1. Постановка задачи

Однодисковый ротор на двух опорах после внезапной разбалансировки (потеря массы m') при нестационарных колебаниях касается ротора. Интенсивность взаимодействия ротора со статором будет зависеть от ряда параметров (величи-

[©] В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман, 2012

ны разбалансировки е, угловой скорости вращения ротора ω в момент разбалансировки, коэффициента χ трения скольжения между ротором и статором, степени отстройки ротора от резонанса $\alpha = \omega/p$; ($p = p_1 = p_2 -$ собственная частота колебаний ротора в случае равножестких опор).

К основным параметрам, характеризующим обкат ротора по статору относятся:

- траектория нестационарных колебаний ротора (фазовый портрет);

- скорость θ прецессионного движения ротора и скорость ω собственного вращения ротора в рад/с;

 относительная сила давления ротора на статор (по отношению к весу ротора);

- относительное (по отношению к зазору δ) радиальное перемещение u ротора;

- скорость v_{от} ротора относительно статора в моменты контакта в рад/с;

- побочные коэффициенты жесткости $a_{12} = -a_{21}$, способствующие развитию обката;

 счетчик jz, отмечающий время движения в зазоре и время контакта ротора со статором.

Предполагается исследовать:

изменение основных параметров обката в процессе его развития;

- коэффициенты жесткости *a*_{ij}, ответственные за развитие асинхронного обката.

2. Результаты исследований

Для исследования движения ротора после внезапной разбалансировки с контактом со статором приняты данные, аналогичные [6,7]:

M = 10 T- Macca potopa; g = 9.81 M/c²; ω = 314 рад/с (3000 об/мин); r = 0.22 м - радиус вала в месте контакта; $\delta = 2.8$ мм; alf = 0.95; e = 0.15.10-2 м – эксцентриситет (соответствует потере массы 15 кг на 1 м или 0.15% от массы ротора); $\chi = 0.2; \psi_0 = 0$ – начальный угол поворота ротора в момент разбалансировки. Внешнее трение при движении ротора определяется коэффициентами внешнего трения: С₁ = 200 т/с – для горизонтального направления колебаний и С₂ = 300 т/с – для вертикального направления колебаний. t - время исследования нестационарного процесса. Нелинейная жесткостная характеристика статора в координатах «силаперемещение» соответствует [6]. Рассматриваются три конструкции статора с постоянной (по нагрузочной части петли гистерезиса) жесткостью $k = 10^6$, $3.62 \cdot 10^6$ и 10^7 кH/м. Если отсутствуют потери энергии в статоре при его деформировании (перемещении), то разгрузочная часть петли гистерезиса совпадает с нагрузочной.

<u>Алгоритм исследования</u>: математический аппарат и программы [6,7] для ПК, с учетом нелинейной жесткости статора. В процессе контакта ротора со статором возникают позиционные неконсервативные силы обката, способствующие возбуждению прецессионного движения ротора. К позиционным эти силы относят, потому что зависят они от положения ротора при взаимодействии со статором и пропорциональны смещениям ротора. В работе [8] получены выражения для позиционных сил обката в виде:

$$-\overline{q}^{(k)} = A^{(k)}\overline{u} \quad , \tag{1}$$

$$-\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

где: $A^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)}$ - матрица коэффи-

циентов жесткости обката (аналогично коэффициентам жесткости масляной пленки подшип-

ников скольжения); u_1 , u_2 - проекции радиального смещения ротора на горизонтальное (1) и вертикальное (2) направление колебаний;

$$a_{11} = a_{22} = k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right);$$
$$a_{12} = -k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); a_{21} = k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right)$$

k - жесткость статора; χ - коэффициент трения скольжения при контакте ротора со статором; δ - зазор между ротором и статором в равновесном положении, при отсутствии колебаний; - перемещение ротора в радиальном направлении при нестационарных колебаниях.

Отношение между побочными и главными $(a_{\rm ii}/a_{\rm ii})$ коэффициентами жесткости обката равно коэффициенту трения скольжения между поверхностями ротора и статора. Максимальных значений коэффициенты жесткости обката (a_{11} = $a_{22} = k; a_{12} = -\chi k; a_{21} = \chi k), a, следовательно, и$ позиционные силы обката достигают при развитии асинхронного обката, когда отношение δ/u стремится к нулю. Позиционные силы обката с момента разрыва контакта ротора со статором равны нулю, так как в пределах движения ротора в зазоре действие статора на ротор отсутствует. Неконсервативная составляющая $q_{\mu} = 0.5(a_{12} - a_{21})u$ позиционной силы обката формально аналогична силе, действующей на ротор со стороны масляной пленки подшипников скольжения или силе аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях турбины [5].

Природа ее — в появлении трения скольжения в процессе контакта ротора со статором. Знаки побочных коэффициентов жесткости a_{12} и a_{21} определяют направление действия на ротор неконсервативной составляющей сил обката, обратное (возбуждение обратной прецессии ротора) по сравнению с действием на ротор сил масляной пленки подшипников скольжения. Жесткость неконсервативной составляющей сил обката $a_{H} = 0.5(a_{12} - a_{21})$. Таким образом, силы, возбуж-

дающие асинхронный обкат ротора по статору, зависят от жесткости статора, коэффициента трения скольжения при взаимодействии ротора со статором и перемещений ротора.

На рис. 2, 3 приведены изменения во времени основных параметров нестационарных колебаний ротора с контактом ротора со статором при жесткости $k = 10^7$ и 10^6 кН/м для двух случаев:

-генератор не отключен от сети, на валу действует постоянный момент (ω = const, рис. 2);



Рис. 2. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор и переходом в обкат (ω = const)

а - траектория движения ротора; б - угловая скорость прецессионного движения ротора;

в - сила нормального давления на статор; г - перемещения ротора с учетом деформации статора;
 д - скорость ротора относительно статора в точке контакта, е - побочный коэффициент жесткости обката;
 ж - счетчик, отмечающий время контакта и время движения в зазоре

-генератор отключен от сети с момента разбалансировки и угловая скорость вращения ротора уменьшается за счет трения в моменты контакта (ω =/const, рис.3). Результаты исследований показывают, что при более податливом статоре ($k = 10^6$ кН/м) развивается только синхронный обкат (рис. 2.2, 3.2), что подтверждают характер изменения траекторий движения (а), положительная скорость прецессии ротора (б) и уменьшение значений основных параметров (относительной силы давления N на статор и относительного перемещения *u* ротора) в течение развития процесса. Увеличение жесткости (рис. 2.1, 3.1) статора, при сохранении остальных условий, приводит к развитию асинхронного обката. При ω = const асинхронный обкат характеризуется значительным ростом N и *u*, практически постоянной скоростью v_{от} (д) относительного движения в точке P в моменты контакта ротора со статором. В моменты отсутствия контакта v_{от} присваивается нулевое значение. При ω = /const



Рис. 3. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const)

а - траектория движения ротора; δ - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - сила нормального давления на статор; г - перемещения ротора с учетом деформации статора; д - скорость ротора относительно статора в точке контакта; е - побочный коэффициент жесткости обката; ж - угловая скорость вращения ротора
(рис. 3) угловая скорость ω (ж) вращения ротора и v_{ot} уменьшаются и значения их далее колеблятся около нуля, что приводит к периодическому изменению знака коэффициентов жесткости a_{ij} , их уменьшению, ограничивая дальнейшее увеличение N, u и стабилизируя процесс колебаний.

Средняя угловая скорость $\dot{\theta}$ (б) прецессии при установившемся обкате с постоянным контактом со статором не превышает частоту p_c собственных колебаний (рис. 2.1) системы ротор-статор:

где: $k^{(n)} = M(\omega/\alpha)^2$ - жесткость опор и

концевиков ротора. При обкате $\dot{\theta}$ в моменты контакта резко уменьшается, а при последующем движении в зазоре восстанавливает свое значение. Воздействие неуравновешенного ротора приводит к возбуждению колебаний системы ротор-статор с частотой p_c .

В сравнительном отношении побочные коэффициенты *a*_{ij} жесткости (рис. 2-4) на начальном этапе развития асинхронного обката имеют тот же порядок, что и побочные коэффициенты же-



Рис. 4. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const)

а - траектория движения ротора; **б** - угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** - сила нормального давления на статор; **г** - перемещения ротора с учетом деформации статора; **д** - скорость ротора относительно статора в точке контакта, **е** - побочный коэффициент жесткости обката; **ж** - угловая скорость вращения ротора

сткости масляной пленки подшипников скольжения, но опасность a_{ij} заключается в возрастании их значений на последующих этапах развития асинхронного обката. Возбуждающая асинхронный обкат неконсервативная составляющая q_{H} позиционной силы обката минимум на порядок больше силы в масляной пленке подшипников скольжения из-за разницы в перемещениях u ротора при нестационарных колебаниях с обкатом и стационарных колебаниях в зазоре от неуравновешенности ротора. Счетчик јг на рис. 2 ж отмечает моменты времени, в которые происходит контакт ротора со статором (јг = 3), и моменты времени отсутствия контакта (јг = 1). Увеличение внешнего трения (коэффициенты C_1, C_2 , рис. 4.2), как и демпфирование в статоре способствует стабилизации движения ротора (асинхронный обкат не развивается).

На рис. 5 представлены результаты для ротора с неравножесткими (alf1 = 1.9; alf2 = 0.95) опорами при сохранении тех же условий, что и в случае рис.3.1. Влияние неравножесткости опор



Рис. 5. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на неравножестких опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const)

а - траектория движения ротора; б - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - сила нормального давления на статор; г - перемещения ротора с учетом деформации статора; д - скорость ротора относительно статора в точке контакта; е - побочный коэффициент жесткости обката; ж - угловая скорость вращения ротора

сказывается как на траектории движения (рис. 5.1 а-е), так и на параметрах обката (рис. 5.2). Время выхода на максимальные значения параметров сокращается в 3 раза, а величины N и *и* возрастают в 1.5 раза, Таким образом, обкат ротора на неравножестких опорах несет больше опасности, чем в случае равножестких опор. Процесс нестационарных колебаний заканчивается преимущественными колебаниями в горизонтальной плоскости (рис. 5.2 а), как плоскости с наименьшей жесткостью опор.

Сравнение результатов (рис. 2, рис. 3) показывает, что уменьшение жесткости статора делает систему ротор-статор более устойчивой к возбуждению асинхронного обката. Радикальным способом сведения развивающегося асинхронного обката к более устойчивому синхронному обкату и стабилизации амплитуд обката остается демпфирование при перемещениях статора. Но в любом случае контакт ротора с жестким элементом статора сопровождается появлением сил взаимодействия, связанных с силами трения в месте контакта, и угрозой развития аварийной ситуации.

Режим ω = const относительно более опасен, так как больше способствует возбуждению асинхронного обката.

Так как смена направления прецессии ротора и торможение ротора при развитии асинхронного обката происходят в короткий промежуток времени (рис. а, б; t \approx 0.2 - 0.3 c), для ротора это означает не что иное, как крутильный удар в сечениях, смежных с сечением, где произошел контакт.

4. Выводы

1. Причиной возбуждения наиболее опасной формы обката (асинхронного обката) являются неконсервативные позиционные силы обката. Уровень сил, возбуждающих асинхронный обкат, минимум на порядок больше сил в масляной пленке подшипников скольжения.

2. Позиционные силы обката имеют следующие особенности:

- при разрыве контакта ротора со статором позиционные силы обката перестают действовать на ротор $(a_{ii} = 0);$

 неконсервативная составляющая сил обката пропорциональна жесткости статора, коэффициенту трения скольжения между поверхностями ротора и статора, перемещениям ротора в процессе контакта;

- максимальных значений коэффициенты жесткости обката ($a_{11} = a_{22} = k$; $a_{12} = -\chi k$; $a_{21} = \chi k$), а, следовательно, и позиционные силы обката достигают при развитии асинхронного обката.

3. Обкат ротора на неравножестких опорах несет больше опасности, чем в случае равножестких опор.

4. Смена направления прецессии ротора и быстрое торможение ротора силами трения при обкате способствует крутильному удару в сечениях, смежных с сечением, где произошел контакт.

5. Режим, когда генератор после внезапной разбалансировки не отключен от сети ($\omega = \text{const}$), больше способствует возбуждению асинхронного обката.

6. Уменьшение жесткости статора, торможение ротора, наличие демпфирования при перемещениях статора делает систему ротор-статор более устойчивой к возбуждению асинхронного обката.

Литература

1. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору [Текст]/ В.И. Олимпиев // Машиноведение, 1976. - №1. -С. 52-56.

2. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке [Текст]/ Э.Л. Позняк // Машиноведение, 1987. -№5. - С. 66-74.

 Денисов Г.Г. Об обкате ротора по жесткому подшипнику [Текст]/Г.Г. Денисов, Ю.И. Неймарк, Ю.В. Цветков // Механика твердого тела. -1973.
 №6 -С. 4-13.

4. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов [Текст]/ В.Ф. Шатохин / / Вестник машиностроения. - 2007. -№6. - С. 25-31.

5. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин [Текст]: учебник для вузов 3-е изд. / А.Г. Костюк. - М.: Издательский дом МЭИ. – 2007. -476 с.

6. Костюк А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки [Текст] / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин. С.Д. Циммерман // ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения. -2009. - № 3. - С. 113-121.

7. Шатохин В.Ф. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора[Текст] / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Авиационно-космическая техника и технология.- 2010.-9 (76).- С.87-96.

8. Костюк А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору [Текст] / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Авиационно-космическая техника и технология. - 2011.-8 (85).- С. 81-93.

Поступила в редакцию 01.04.2012

V.F.Shatokhin, S.D.Tsimmerman. Development Features of the Unbalanced Rotor Generating Roll over the Stator

Discussed is the development of the generating roll phenomenon on the basis of the mathematical simulation of one-mass rotor non-stationary vibrations resulting from the sudden rotor unbalance involving rotor brushing against the stator. Change of the main parameters of the rotor generating roll over the stator is given with time. Presented is a characteristic of the positional forces (in the form of rigidity factors of the generating roll) causing the excitation of the asynchronous forms of the generating roll the development of which could result in hazard effects till the turbogenerator breakdown.

Key words: rotor, stator, sudden rotor unbalance, rotor generating roll (asynchronous or synchronous), rigidity factors of the generating roll.

УДК 629.7.036.3.018:629.7.036.3-19

В.Т. Шепель

ОАО «НПО «Сатурн», Россия

УПРАВЛЕНИЕ ЛЕТНОЙ ГОДНОСТЬЮ АВИАЦИОННОГО ГТД

Рассмотрены методы поддержания непрерывной летной годности авиационного двигателя в процессе жизненного цикла. Подробно рассмотрена Европейская система сертификации. Представлены основы формирования сертификационного базиса. Описаны сертификационные листы соответствия, контрольный перечень соответствия. Описана система управления конфигурацией авиационного двигателя в процессе жизненного цикла. Рассмотрены методы проведения сертификационных испытаний, особенности оформления запроса на сертификационные испытания и порядок работы с сертификационными несоответствиями на основных этапах жизненного цикла двигателя.

Ключевые слова: летная годность, авиационный двигатель, сертификация, управление конфигурацией.

Введение

Достижение приемлемых стандартов летной годности (Airworthiness) авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) обеспечивается соблюдением при проектировании системы критериев и норм прочности, норм летной годности (НЛГ) [1-3], гарантирующих целостность конструкции при соблюдении заданных эксплуатационных ограничений. Задачей системы управления летной годностью является контроль выполнения требований нормативно - технической документации на всех стадиях проектирования, изготовления, сертификации и эксплуатации авиационного двигателя для обеспечения адекватного уровня безопасности.

Методология поддержания непрерывной летной годности в процессе жизненного цикла состоит из трех основных этапов:

1. Сертификации типа.

Заявка, сертификационные листы соответствия (CCS), сертификационный базис (CS-E+CS -34+CRI), контрольный перечень соответствия (CCL), тест-план сертификационных испытаний, работа с несоответствиями в процессе сертификации, сертификационные запросы на испытания (CT), проведение испытаний, написание сертификационных отчетов (CR), получение сертификата типа, базовый перечень типовой конструкции.

2. Поддержание сертификата типа в производстве.

Изменение типовой конструкции для улучшения летно-технических характеристик двигателя и в результате непреднамеренных отклонений в процессе производства. Классификация несоответствий на мажорные и минорные. Предварительное обоснование необходимости изменения технического определения. Стратегия обоснования изменения технических требований (CSSD). Интеграция отклонений в конструкторскую, ремонтную и эксплуатационную документацию.

3. Продление летной годности в эксплуатации.

Сервисные бюллетени, относящиеся к сертифицированным двигателям. Директивы летной годности. Публикации технической документации потребителям: инструкций по продлению летной годности, руководств по эксплуатации двигателя и оборудования. Отчеты о событиях и инцидентах в эксплуатации. Информирование авиационных властей о корректирующих действиях и надежности.

1. Сертификация авиационного ГТД

Сертификация ГТД является частью системы обеспечения безопасности путем допуска в эксплуатацию двигателей, отвечающих государственным требованиям к летной годности и охраны окружающей среды.

Государственными органами, контролирующими процесс поддержания непрерывной летной годности являются в:

 России — Авиационный регистр Межгосударственного авиационного комитета (АР МАК);

- Европе – European Aviation Safety Agency (EASA);

- CШA – Federal Aviation Administration (FAA).

Сертификат типа - это документ, официально подтверждающий то, что летная годность ГТД успешно продемонстрирована до ввода его в серийную эксплуатацию. Неотъемлемой частью

© В.Т. Шепель, 2012

Сертификата Типа является карта данных. В карте данных в кратком изложении содержится информация: о типе двигателя, держателе сертификата, изготовителе, дате заявки и выдачи сертификата, применяемые стандарты летной годности и экологические требования, перечень инструкций по эксплуатации и обслуживанию, технические данные, эксплуатационные и установочные ограничения.

При формировании перечня технического определения сертифицируемой конструкции в соответствии с 21А.31 [4] используется понятие типовой конструкции. Типовая конструкция двигателя включает перечень деталей, характеристик и эксплуатационные ограничения, соответствие которых требованиям НЛГ установлено в результате сертификации. Перечень дополняется электронными файлами чертежей и спецификаций, информацией по материалам и техпроцессам. Список деталей типовой конструкции окончательно корректируется на основе перечня деталей, прошедших в составе двигателя успешные 150-часовые испытания на выносливость. Этот список является репрезентативным для начального определения типовой конструкции и хранится в электронной базе данных. В процессе сертификации состав типовой конструкции может дополняться и уточняться.

При формировании перечня деталей типовой конструкции используется термин соответствующие детали. Соответствующая деталь — это деталь по конструкции или функции, оказывающая влияние на летную годность и, следовательно, результат сертификационных испытаний.

Сертификационный базис публикуется в самом первом сертификационном документе Certification Review Item (CRI), который является соглашением между авиационными властями и промышленностью по техническим вопросам сертификации. CRI являются документами обязательными для выполнения.

Если двигатель сертифицируется по нескольким НЛГ, например, по CS-Е и АП-33, то наиболее рациональным решением является сертификация по одной из НЛГ и последующая валидация по другой, с учетом расхождений в их требованиях. При этом обязательным условием валидации, является документально оформленное соглашение между авиационными властями с включением в него списка двигателей к которым будет применена процедура валидации.

При сертификации ГТД сертификационный базис дополняется документами, регламентирующими процесс сертификации. К таким документам относятся сертификационные листы соответствия техническим требованиям Certification Compliance Sheets (CCS) и контрольный перечень соответствия Certification Check List (CCL).

Целью листов CCS является получение одобрения EASA на средства демонстрации соответствия, которые Заявитель будет использовать в процессе сертификации. Листы соответствия ССЅ содержат изложение пунктов норм летной годности, распространяемых на сертифицируемый двигатель, и описание методов установления соответствия по каждому из требований. Каждому требованию норм летной годности соответствует отдельный лист CCS. Первый раздел содержит описание требований норм, распространяемых на сертифицируемую модель двигателя, второй предлагаемые средства установления соответствия; третий – перечень ссылок на номера сертификационных отчетов Certification Report (CR), которые будут содержать информацию по установлению соответствия и будут представлены на утверждение в EASA, четвертый - извещение об изменениях.

Листы CCS являются документами, утверждаемыми EASA в процессе сертификации двигателя.

Методы демонстрации соответствия требованиям сертификационного базиса могут базироваться на основе сертификационных испытаний полноразмерного двигателя, его компонентов и систем, оборудования, фрагментов конструкции, моделирующих наиболее уязвимые зоны двигателя. Применяется также расчетный анализ, сравнительный анализ с конструкцией, которая ранее была сертифицирована. Возможна любая комбинация вышеперечисленных методов.

После одобрения листов ССЅ оформляется план сертификации в виде контрольной таблицы соответствия ССС. Данный документ используется для управления процессом сертификации со стороны Разработчика и контроля со стороны EASA. Контрольная таблица соответствия CCL содержит перечень необходимых к выполнению сертификационных запросов на испытания Certification Test Request (CT) и сертификационных отчетов (CR). В этой таблице указывается перечень требований Норм летной годности, соответствие которым будет продемонстрировано выпуском сертификационных отчетов. Таблица CCL также включает методы установления соответствия (испытания, анализ, сравнительный анализ или совместное их применение) с указанием номеров двигателя, модуля, агрегата, которые будут использованы для этих целей. Контрольная таблица соответствия обновляется и дополняется в процессе сертификации. Она не является документом, утверждаемым EASA.

Другим важным документом, используемым для управления работами по сертификации, является тест-план (Test plan). Тест-план представляет собой таблицу с раскладкой по времени всех видов сертификационных испытаний с привязкой этих испытаний к конкретным двигателям и их переборкам. Тест-план также содержит перечень испытаний, обеспечивающих поддержку Заказчика в проведении летных и сертификационных испытаний самолета.

В процессе сертификации всегда имеют место отклонения от типовой конструкции, несоответствия (более широкое определение отклонения), которые интегрируются в конструкторскую документацию. Отклонения от типовой конструкции по международной классификации подразделяются на существенные - мажорные или несущественные - минорные по степени влияния на летную годность, экологические и другие характеристики двигателя.

Отклонения интегрируются в сертификационную документацию по процедурам изменения технических требований на этапе разработки, серийного производства и эксплуатации на основе применения системы управления конфигурацией.

Управление и отслеживание за процессом изменений технических требований к конструкции в базовой конфигурации осуществляется с момента передачи спецификации типовой конструкции двигателя в EASA с помощью системы управления конфигурацией. В основу системы управления конфигурацией положен механизм прослеживаемости всех отклонений от типовой конструкции с обязательным анализом их допустимости с точки зрения НЛГ. Управление конфигурацией осуществляется через компьютеризированную систему управления техническими данным. Электронная база системы управления конфигурацией используется для комплектации производственной сборки. Управление конфигурацией осуществляется на всех стадиях жизненного цикла.

Управление конфигурацией на этапе сборки и испытания осуществляется посредством перечней, запланированная конфигурация и фактическая конфигурация по окончании сборки и испытаний. Изменение перечня запланированной конфигурации на этапе сертификации возможно только через оформление запроса на вмешательство. Запросы на вмешательство систематизируются после каждой сборки и испытаний.

Система управления конфигурацией позволяет всем участникам проекта в процессе жизненного цикла двигателя пользоваться едиными правилами и отслеживать все изменения типовой конструкции. Естественно, что такая система не может носить универсального характера, поскольку в рамках международного сотрудничества каждое государство имеет свою систему национальных стандартов, НЛГ. Поэтому все участники проекта должны иметь согласованные процедуры управления конфигурацией и общую систему интеграции отклонений в конструкторскую документацию, производство, включая и работу с субподрядными организациями. Несмотря на различие в национальных стандартных и подходах, система управления конфигурацией имеет общие принципы построения.

Таким образом, система управления конфигурацией позволяет на уровне авиационно-транспортной системы осуществлять техническое и административное руководство с целью:

 управлять изменениями этих характеристик в базовой сертификационной конфигурации;

 идентифицировать и документировать функциональные и физические характеристики двигателей, модулей и деталей на любых этапах жизненного цикла;

- документировать и доводить до исполнителей содержание изменений и их статус.

Для реализации системы управления конфигурацией каждый разработчик двигателя, системы, узла должен иметь систему хранения информации о свойствах материалов, включающую документацию технического определения материалов и металлургических требований для производства, документацию по технологическим процессам и производственной валидации.

Запрос на сертификационные испытания документ, содержащий описание стратегии установления соответствия и логическое обоснование для любого отклонения от процесса сертификации (режимы испытания, типовая конструкция, конфигурация объекта испытаний с испытательным оборудованием). В сертификационном запросе описывается цель испытания, средства соответствия, описание объекта испытаний и испытательного оборудования. Запрос должен содержать перечень соответствующих деталей для данного испытания, декларацию, отражающую соответствие испытательного оборудования. Если имеются отклонения от соответствующих деталей, то в СТ должен быть представлен анализ допустимости таких отклонений. При необходимости в приложения к СТ вносятся необходимые анализы, результаты расчетов, обоснования отклонений. Запрос на проведение сертификационных испытаний подлежит одобрению EASA.

Если для демонстрации соответствия испытания не требуются, то выпуск СТ не производится. В этом случае демонстрация соответствия описывается в СR.

Перед проведением сертификационного испытания на объект испытаний представляется досье промышленной валидации (ОКПИ), декларации соответствия на испытательную установку, декларации готовности к проведению испытаний, программа проведения испытаний. ОКПИ это отчет о контроле первого изделия, демонстрирующий способность изготовителя воспроизводить продукцию требуемого уровня качества. В данном документе содержится информация о том, что объект соответствует установленным техническим требованиям и стандартам, результаты проверок и приемочных испытаний. В ОКПИ указывается поставщик, заказчик, номер партии, количество, также прикладываются запросы на отклонения. На основе ОКПИ оформляется декларации соответствия на объект испытаний.

Если в процессе сертификации выявляются отклонения испытываемого объекта от типовой конструкции или отклонения в испытательной конфигурации одобренной авиационными властями СТ, то описание этих отклонений и обоснование их влияния на результаты сертификационного испытания описываются в документе о несоответствии техническим требованиям Certification Deviation Statement (CDS).

Сертификационными отклонениями являются, например, неверно выбранные режимы, стендовые условия, не адаптированные для целей испытания, отклонения от чертежа объекта испытаний и т.д. Справка с обоснованием сертификационных несоответствий является неотъемлемой частью СТ. После утверждения CDS приоритет уже не за СТ, а за CDS. Данный документ подтверждает, что допущенные отклонения не повлияют на цели и результаты испытания. CDS прилагается к сертификационному отчету. В одном CDS должна рассматриваться только одна деталь или одно несоответствие.

Таким образом, CDS необходимо выпускать для любых значительных отклонений, если они не обоснованы в CT, любых отклонений от типовой конструкции, значительных отклонений при сборке.

В CDS указывается название и номер детали или модуля, номера запросов на отклонения. В названии CDS указывается тип отклонения: производственное, конструкторское, исправление режима, отклонение в испытательном оборудовании, редакционное и т.д.

Отклонение должно быть четко описано в столбце «описание несоответствия». Обоснование того, что деталь или модуль могут быть использованы для целей конкретного испытания, представляется в столбце «обоснование». В данном столбце CDS необходимо показать, что выявленные несоответствия не повлияют благоприятно на результаты испытания.

Необходимо отметить, что степень обоснования несоответствия в CDS та же, что и в CT.

Цель сертификационного отчета - составить и документально оформить информацию для доказательства того, что сертифицируемая модель двигателя отвечает требованиям НЛГ.

Если произошли изменения в испытательном оборудовании или отклонение от типовой конструкции после утверждения СТ и оформления CDS, то в CR должно быть включено обоснование, демонстрирующее, что обнаруженные несоответствия не повлияли благоприятно на результат сертификационных испытаний.

2. Поддержание сертификата типа в производстве

После получения сертификата типа и начала серийного производства и эксплуатации проводятся дополнительные работы по: введению модификаций, снижению массы двигателя, повышению надежности, снижению эксплуатационных издержек, замене поставщиков комплектующих изделий и технологий изготовления и т.д. Это неизбежно приводит к появлению отклонений от типовой конструкции.

С другой стороны появляются отклонения от типовой конструкции из-за производственных несоответствий, что требует внесения изменений в детали и сборочные единицы.

Изменениями являются любые исправления, исключения или внесения в конструкцию объекта конфигурации или его техническую документацию, которые определяют его физические и функциональные характеристики. Процесс отклонений от типовой конструкции инициируется службой качества. Предварительная классификация изменений типовой конструкции производится в соответствии с пунктом 21А.91 [4].

При определении уровня классификации изменений на мажорные или минорные, критериями являются: масса, прочность конструкции, надежность, рабочие характеристики, акустика, эмиссия и другие характеристики, влияющие на летную годность. Минорные изменения не оказывают значительного влияния на перечисленные критерии и на характеристики, влияющие на летную годность.

Все другие изменения классифицируются как мажорные изменения, кроме изменений, описанных в пункте 21А.19 [4]. В данном пункте сформулированы требования, затрагивающие столь значительные изменения в мощности, тяге или массе, что требуется подробный анализ соответствия исходному сертификату типа и требуется дополнительная сертификация.

Начало введения изменения инициируется выпуском документа Quart Chart (QC), обосновывающего необходимость внесения изменений в конструкцию. Исходной информацией для QC является предварительный лист классификации изменения и проект документа по стратегии обоснования изменения - Change Substantiation Strategy Document (CSSD).

После одобрения запроса на изменение QC, одобряется лист классификации изменения. Если изменение классифицируется как мажорное, дальнейшие действия с инициированием изменения проводятся по процедуре CSSD. CSSD является документом, одобряемым EASA. Лист классификации изменения дает ответ: могут ли изменения иметь прямое воздействие на самолет путем влияния на технические условия работы двигателя в составе силовой установки и на взаимодействие ее с самолетом. Такие изменения могут потребовать особого согласования с заказчиком. В данном документе анализируются изменения, которые влияют на двигатель без прямого воздействия на самолет. То есть, анализируется влияние изменения на демонстрацию соответствия требованиям сертификационного базиса двигателя (CS-E+CS-34+CRI), но не влияющие на взаимодействие двигателя с самолетом.

В CSSD указывается модель двигателя, затронутый модуль и предмет изменения. В CSSD резюмируется цель и содержание изменения, кратко описываются рамки утверждения, и представляется способы его реализации. Данная процедура характеризует влияние мажорного изменения конструкции на каждый пункт применимых требований (CS-E+CS-34+CRI) для двигателя и предлагает средства демонстрации соответствия. Описываются причины и история появления отклонения. Подробно рассматривается предмет изменения и предполагаемый способ его реализации. Проводится предварительная оценка влияния изменения на летную годность, экологическая и экономическая оценка. Дается оценка влияния на физическую и функциональную взаимозаменяемость, а также оценка влияния изменения на стыки и общую конфигурацию двигателя, принципы его разработки и допущения, используемые при сертификации. В CSSD приводится также оценка влияния на физическую и функциональную взаимозаменяемость.

Данный документ содержит список доказательных документов, которые будут выпущены для демонстрации соответствия. Если CSSD ассоциирован на изменение типовой конструкции без проведения испытаний, то запрос на испытания не требуется.

Выпуск CSSD для минорных изменений конструкции не требуется.

Заполняются также разделы этого документа по оценке влияния на руководство по ремонту двигателя (ESM), руководство по техобслуживанию компонентов (CMM), иллюстрированный каталог деталей (IPC), руководство по техническому обслуживанию самолета (AMM).

Заполняется также сводная таблица по оценке влияния на изменение технических характеристик.

Изменения должны быть иллюстрированными рисунками или чертежами конструкции до и после изменения.

Таким образом, после получения сертификата типа внесение мажорных изменений в конструкцию осуществляется посредством процедуры CSSD с последующим оформлением проекта карты утверждения летной годности Airworthiness Approval Sheet (AAS). Документ AAS фактически является декларацией, подтверждающей, что разработчик продемонстрировал соответствие (CS-E+CS-34+CRI) для документов CSSD, CT, CR и т.д. После заполнения карты AAS запускается процесс внесения изменений в конструкторскую документацию с использованием процедуры Global Engineering change process Post certification (CAD) и обновляется ремонтная документация. Параллельно проводится выпуск ОКПИ. После этого проводится окончательное утверждение AAS в EASA. Завершающим процессом является выпуск сервисного бюллетеня Service Bulletin (SB). Этот документ, утвержденный EASA, направлен на поддержание летной годности, путем изменения конструкции, ремонта, технического обслуживания для улучшения летно-технических характеристик, надежности и безопасности.

3. Продление летной годности в эксплуатации

Двигатель поставляется в эксплуатацию с формуляром, который является основным документом, в котором регистрируется наработка и все виды работ, выполняемых при его техническом обслуживании. Дополнительно к формуляру на двигатель оформляется Form 1 EASA.

Так как изменения типовой конструкции оказывают влияние на характеристики двигателя, детали и сборочные единицы, поставляемые заказчикам или на заменяемые детали, то необходимо обновление инструкций по продлению летной годности и, в первую очередь, эксплуатационной документации. Эксплуатационная документация - это документация, регламентирующая летную и техническую эксплуатацию двигателя, включая его техническое обслуживание. Она включает эксплуатационные ограничения, процедуры и рекомендации, содержащие: руководства по технической эксплуатации, регламентам технического обслуживания, эксплуатационные бюллетени, директивы летной годности, каталоги деталей и сборочных единиц, руководства по ремонту, ведомости комплекта запасных частей, инструментов и приспособлений.

Основной для разработки и доработок эксплуатационной документации является информационный стандарт на обслуживание авиационной техники (АТА), регламентирующий требования к эксплуатационной документации и к ее оформлению.

Вся эксплуатационная и ремонтная документация проходит через одобрение EASA. Сервисный бюллетень направляется эксплуатанту с сопроводительным листом. В нем указывается тема, номер, редакция. В эксплуатационном бюллетене включены разделы: применимость и описание. Указывается серийный номер двигателя, с которого вводится изменение. Технические данные включают разделы, взаимозаменяемость, трудоемкость, вес, основание. Описание темы сервисного бюллетеня содержит анализ причин отклонения, описание усовершенствования, обоснование, ссылки на задействованную техническую документацию, информацию о материалах и инструкции по выполнению проверок, иллюстрации конструкции до и после изменения.

Заключение

1. Ускорение сроков сертификации достигается путем совмещения процессов доводки и сертификации на основе использования системы управления конфигурацией и успешным проведением сертификационных испытаний с первого раза. 2.Управление конфигурацией сопровождает различные процессы изменения технического определения конструкции на всех этапах жизненного цикла и всегда имеет своей целью получение и сохранение сертификата типа.

Литература

1. Авиационные правила, часть 33 (АП-33). Нормы летной годности двигателей воздушных судов [Текст]. — Межгосударственный авиационный комитет (МАК), 2004.-52с.

2. Certification Specifications for Engines (CS-E) [Text]. - European Aviation Safety Agency (EASA), 2007.-193 p.

3. Federal Airworthiness Regulations (FAR-33) - [Text],2007. -48 p.

4. IR-21. Сертификация воздушных судов, их компонентов и комплектующих изделий, организаций по разработке и производству [Текст], 2003.-83с.

Поступила в редакцию 31.05.2012

В.Т.Шепель. Керування льотною придатністю авіаційного ГТД

Роздивляється метод підтримки нескінченної льотної придатності авіаційного двигуна під час життєвого циклу. Докладно роздивляється Європейська система сертифікації. Подано основи формування сертифікаційного базису. Викладена система керування конфігурацією авіаційного двигуна під час життєвого циклу. Роздивляється метод виконання сертифікаційних випробувань, особливості оформлення запиту на сертифікаційні випробування та черговість виконання робот з сертифікаційними відхиленнями на основних етапах життєвого циклу двигуна.

Ключові слова: льотна придатність, авіаційний двигун, сертифікація, керування конфігурацією.

V.T.Shepel. Aircraft engine airwortiness managment

The aircraft engine continuous airworthiness method in the course of the life cycle has been reviewed. The European Certification System has been reviewed in detail. The certification basis development principles have been provided. The system of aircraft engine configuration management in the course of the life cycle has been described. The method of certification tests execution, peculiarities of Certification Test Requests execution and the order of certification deviations handling at the main steps of the engine life cycle has been reviewed.

Keywords: airworthiness, aircraft engine, certification, configuration management.

УДК 621.557

А.А. Шишин^{1,2}, А.В. Титов¹, Б.М. Осипов¹

¹Казанский государственный энергетический университет «КГЭУ», г. Казань, Россия ²ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», г. Казань, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ПИКОВОГО ФОРСИРОВАНИЯ ГТУ ПУТЕМ ПОДВОДА В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ

Рассмотрены вопросы повышения эффективности конверсионного газотурбинного двигателя (ГГД) с подводом воды и пара в проточную часть. Проведен анализ различных вариантов ГТУ с подводом воды и пара в проточную часть. На базе полученной математической модели ГТД, с учетом всех технических характеристик и параметров двигателя, выполнены расчетные исследования влияния подвода воды и пара на характеристики конверсионного ГТД. Показано, что подвод воды и пара в различные сечения проточной части ГТД, оказывает влияние на основные показатели работы (эффективный кпд и мощность) газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: конверсионный газотурбинный двигатель, подвод воды и пара, математическая модель, газопаровой цикл, STIG.

Введение

Одним из перспективных вариантов технического перевооружения теплоэнергетики является внедрение газотурбинных установок (ГТУ) на базе конверсионных газотурбинных двигателей.

Конверсионные ГТД и ГТУ на их основе отличаются полной заводской готовностью, высокой маневренностью, готовностью к пуску и степенью автоматизации, что позволяет применять их как в базовом режиме, так и в целях резервирования, пиковом и полупиковом режимах, в связи, с чем актуальны вопросы повышения их мощности и эффективности. [1]

Цель работы.

Целью настоящей работы является анализ влияния подвода воды и пара в проточную часть конверсионного газотурбинного двигателя на основные показатели его работы.

Основной материал.

Хорошими показателями по повышению тепловой эффективности при одновременном снижении удельной стоимости характеризуются энергоустановки, работающие по газопаровым циклам — STIG (Steam Injected in Gas Turbine), где в качестве дополнительного рабочего тела используется водяной пар, генерируемый в процессе утилизации тепла отработанных газов газовой турбины (ГТ) [2]. В частности, достаточно распространены и перспективны энергоустановки с подводом в камеру сгорания (КС) пара, производимого в котле-утилизаторе. Схема газо-

© А.А. Шишин, А.В. Титов, Б.М. Осипов, 2012

паровой (ГПУ) энергоустановки с подводом пара в камеру сгорания представлена на рис. 1.



Рис. 1. Тепловая схема ГПУ – STIG В – воздух; ОК – осевой компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; КУ – котел - утилизатор; ЭГ – электрогенератор; ПЕ – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер; ХВО – химводоочистка; УхГ – уходящие газы, Н – насос

Большой интерес для перспективных схем ГТУ представляют технические решения, направленные на снижение относительной мощности компрессора. Поэтому для них целесообразно использовать подвод воды в компрессор, когда благодаря интенсивному испарению воды в его тракте существенно снижается температура сжимаемого воздуха, что особенно актуально в жаркое время года, когда проблематично покрытие пиковой потребности в электроэнергии.

Полезный эффект в данном случае достигается уменьшением работы сжатия в компрессоре за счет понижения температуры сжимаемого воздуха при испарении впрыскиваемой воды. В результате происходит снижение потребляемой мощности компрессора и увеличение эффективного КПД установки. Увеличение расхода рабочего тела, обусловленное подводом воды, ведет к заметному повышению удельной мощности газовой турбины и энергоустановки в целом. [3]

Эффективность влажного сжатия, в первую очередь, зависит от интенсивности испарения и теплообмена капель с потоком воздуха, которая начинает резко возрастать при уменьшении эффективного диаметра распыла капель до 2-3 мкм.

Перспективным направлением тут можно назвать, в первую очередь, технологию SwirlFlash® [3], разработанную голландской фирмой Alpha Power Systems. Суть ее заключается во впрыске на вход компрессора через центробежные форсунки воды, перегретой относительно температуры насыщения. При выходе этой воды из каналов форсунок резко падает ее давление и в объеме образовавшихся капель происходит взрывное вскипание, в результате которого они дробятся на более мелкие капли. В 2001 году эта технология впервые была реализована на одной из электростанций в Голландии, и в настоящее время внедряется в газотурбинной энергетике.

С точки зрения снижения температуры по тракту компрессора и уменьшения работы на сжатие воздуха следует упомянуть схему, Тор Наt [7]. Данная схема предусматривает регенерацию тепла в ГТУ подогревом компримированного воздуха отработанными газами ГТ при одновременном осуществлении «влажного» сжатия путем распределенного впрыска воды в компрессор по технологии Swirlflash (распыл перегретой воды). Проведенный сравнительный анализ эффективности и удельной мощности ГТУ показывает, что Тор Наt-цикл имеет существенно более высокие значения КПД и удельной мощности по сравнению с простыми циклами. [7]

В 2005 г. фирма General Electric (GE) ввела в промышленную эксплуатацию первую современную газовую турбину LMS100 с использованием технологии промежуточного охлаждения воздуха в компрессоре ГТУ. Эта ГТУ обеспечивает на сегодня самый высокий КПД в открытом цикле. Уникальная особенность LMS100 заключается в использовании промежуточного охлаждения в пределах секции сжатия воздуха в компрессоре. Разработки в этой области начали проводиться давно.

В последнее время компания GE уже успешно использовала запатентованную технологию «SPRINT»[8], предусматривающую промежуточное охлаждение рабочего тела за счет разбрызгивания парообразной среды между компрессорами низкого и высокого давления газовой турбины LM6000, одной из самых популярных конверсионных газовых турбин в диапазоне 40— 50 MBT.

Применение компанией GE авиационных газовых турбин с высокой степенью сжатия обеспечило необходимую базу для производства LMS100 мощностью порядка 100 MBт, с КПД в открытом цикле более 46%. Это представляет следующий этап эволюции газовых турбин с увеличением КПД практически на 10%-ое по сравнению с другими газовыми турбинами. [8]

Фирма Siemens применила в компрессорах своих ГТУ так называемое влажное сжатие: водная аэрозоль направляется на вход компрессора для увеличения расхода рабочего тела и снижения удельной работы сжатия воздуха. Опресненная вода фильтруется и направляется в водяной коллектор. Группа регулирующих электрических клапанов подает эту воду через форсунки во входной воздуховод компрессора. При сжатии смеси воздуха и воды, последняя испаряясь, охлаждает воздух в первых ступенях компрессора. Такое техническое решение по данным фирмы снижает расход топлива в ГТУ на 1,5%, а генерацию оксидов азота на 20 – 40%. [1]

Экспериментальные исследования подвода воды в газовый тракт после компрессора выполнялись в нашей стране на установках, работающих на газоперекачивающих станциях. В настоящее время циклы ГТУ с подводом пара (STIG) исследуются в НПФ ОАО «Мосэнерго», ММПФ «Салют», ОИВТ РАН. [4]

Экспериментальная часть

В качестве объекта исследования подвода воды и пара был выбран газотурбинный двигатель НК-16-18СТ. Двигатель НК-16-18СТ в настоящее время является одним из наиболее надежных и высокоресурсных отечественных двигателей.

Исследование подвода воды и пара, в проточную часть газотурбинного двигателя, производилось на базе математической модели ГТД, полученной с помощью программного комплекса «АС ГРЭТ» [9], с учетом всех технических характеристик и параметров двигателя. [6]

С помощью исходных данных, составляется система уравнений, на решении которых основан вычислительный процесс данного комплекса.

Система уравнений, решаемых при исследовании подвода воды и пара в различные сечения проточной части двигателя HK-16-18CT, будет выглядеть следующим образом: $\begin{aligned} f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta G_{6 \kappa \kappa \delta \partial} \\ f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta G_{6 \kappa H \partial} \\ f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta G_{6 m H \partial} \\ f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta G_{6 m H \partial} \\ f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta G_{6 cm} \\ f(G_{6}, K\pi_{\kappa \kappa \delta \partial}, K\pi_{\kappa H \partial}, \pi m_{Cm}, n_{O \delta \kappa \partial}, n_{O \delta H \partial}) &= \Delta P_{\delta \kappa \kappa \kappa \kappa \delta \partial} \end{aligned}$

(1)

 $K_{\pi\kappa\theta\partial}$ - параметр, характеризующий положение на напорной ветке компрессора высокого давления (КВД);

 $K_{\pi\kappa H \partial}$ - параметр, характеризующий положение на напорной ветке компрессора низкого давления (КНД);

 π_{mcm} - значение степени понижения давления в CT;

 n_{obed} - обороты вала высокого давления; n_{obed} - обороты вала низкого давления;

 $\Delta G_{6\kappa\theta\partial}$ - рассогласование между величиной расхода воздуха, подошедшего к входному сечению КВД G₁ и рассчитанного по характеристики – G_{1x};

 $\Delta G_{_{\theta K H \partial}}$ - рассогласование между величиной расхода воздуха, подошедшего к входному сечению КНД G₁ и рассчитанного по характеристики – G_{1x}; ΔG_{2mbd} - невязка между подошедшим расходом газа к входному сечению турбины низкого давления (ТВД) - G_1 и определенным по пропускной способности – G_{1p} ;

 ΔG_{emhd} - невязка между подошедшим расходом газа к входному сечению турбины низкого давления (ТНД) - G_1 и определенным по пропускной способности – G_{ln} ;

 ΔG_{2cm} - невязка между подошедшим расходом газа к входному сечению СТ - G_1 и определенным по пропускной способности – G_{1n} ;

 ΔP_{Bblx} - равенство статических давлений на входе и на выходе из двигателя.

При впрыске воды с температурой t = 15 °C на входе в компрессор (перед BHA), максимальное возможное количество воды, которое теоретически возможно испарить в компрессоре до входа в камеру сгорания составляет 4 кг/с.

Подвод пара производится поочередно непосредственно в камеру сгорания, перед турбиной высокого давления и перед силовой турбиной. Для расчетов выбираем следующие параметры пара: P = 1,5 МПа, t = 350 °C.

Максимальное количество подвода пара в двигатель определяется из условия пропускной способности газовой турбины.

Результаты расчетов в виде зависимостей кпд и мощности ГТД от количества подводимого вещества в проточную часть представлены на рис. 2 – 5.





Рис. 2. Изменение параметров НК-16-18СТ при впрыске воды перед КНД и температурой газа в камере сгорания 1100 К



Рис. 3. Изменение параметров НК-16-18СТ при подводе пара в КС и температурой газа в перед ТВД равной 1100 К





Рис. 4. Изменение параметров НК-16-18СТ при подводе пара перед ТВД и температурой газа в камере сгорания 1100К



Рис. 5. Изменение параметров HK-16-18CT при подводе пара перед CT и температурой газа в камере сгорания 1100 К

2. Анализ полученных результатов

Проведенные исследования на математической модели двигателя НК-16-18СТ показали что:

1. Без дополнительных подводов двигатель НК-16-18СТ имеет мощность Ne = 18 MBt, с учетом входных и выходных потерь, отборов воздуха на охлаждение двигателя эффективный кпд $\eta_{эф} = 27,89\%$;

2. При максимальном впрыске воды на входе в КНД, при поддержании температуры в КС равной 1100 К, эффективный кпд увеличивается до 35,63%, мощность двигателя увеличивается до 36,29 МВт (см. рис. 2).

3. Подвод пара в зону горения, при условии поддержания температуры 1100К на входе в ТВД, ведет к повышению мощности ГТД до 26,231 МВт, эффективный кпд увеличивается до 33,461%, при этом геометрия проточной части ТВД остается неизменной (см. рис. 3).

4. Подвод пара перед ТВД, при условии постоянной температуры в КС равной 1100К, ведет к повышению мощности на валу силовой турбины до 21,26 МВт, эффективный кпд двигателя увеличивается до 32,574%. Геометрия проточной части турбины остается неизменной (см. рис. 4).

5. Подвод пара перед силовой турбиной, при условии постоянной температуры в КС, равной 1100 К, ведет к незначительному повышению эффективного кпд двигателя до 28,212%, при этом наблюдается снижение мощности двигателя на 0,952 МВт. Геометрия проточной части силовой турбины остается неизменной (см. рис. 5).

Литература

1. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применении [Текст]/ Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, В.Е. Резник, Ю.И. Цыбизов. – Самара: СНЦ РАН, 2004.-266 с.

2. Фаворский О.Н. Технологические схемы и показатели экономичности ПГУ с впрыском пара в газовый тракт [Текст]/ О.Н. Фаворский, С.В. Цанев, Д.В Карташев // Теплоэнергетика. - 2005.- №4.-С. 28-34.

3. Мусин М. Н. Проблемы организации процесса «влажного» сжатия при впрыске воды в компрессорах газотурбинных энергоустановок [Текст] / М. Н. Мусин, Ф. Г. Бакиров // Научноисследовательские проблемы в области энергетики и энергосбережения: Материалы конф. «УГА-ТУ». - 2–3 ноября 2010 г. – С. 152-154.

4. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций [Текст]: учеб. пособие для вузов/ С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов;/ под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд. МЭИ, 2002. – 584 с.

6. Автоматизированное проектирование двигателей [Текст]: учеб. пособие / Б.М. Осипов, А.В. Титов, А.П. Тунаков, А.С. Хамзин, В.Б. Явкин. - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2005. -166 с.

7. Полежаев Ю.В. Концепция ОИВТ РАН энергетических газотурбинных установок [Текст] / Ю.В. Полежаев, Р.Р. Гриорянц, Р.Р. Воронина // Журн. Энергетика Татарстана. — 2009. - №2. -С. 11-20.

8. Буров В.Д., Дудолин А.А., Евлавнов А.В. Особенности применения газотурбинной установки сложного цикла в составе конденсационных парогазовых установок [Электронный ресурс] / В.Д. Буров, А.А. Дудолин, А.В. Евлавнов. — Режим доступа:<u>http://www.avid.ru/upload/pages/5914/</u> sbornik_97-101.pdf

9. Программный комплекс ГРАД [Электронный ресурс] — Режим доступа: <u>http://grad.kai.ru</u>.

Поступила в редакцию 08.06.2012

A.A. Shishin, A.V. Titov, B.M. Osipov. Research of peak speeding up of the Gas-Turbine engine by the supply in the flowing part of various substances

Questions of increase of efficiency of the conversion gas-turbine engine (GTD) with a supply of water and pair in a flowing part are considered. The analysis of various options of GTU with a supply of water and pair is carried out to a flowing part. On the basis of the received GTD mathematical model, taking into account all technical characteristics and engine parameters, settlement researches of influence of a supply of water and steam on characteristics of conversion GTD are executed. It is shown that the supply of water and steam in various sections of a flowing part of GTD, influences the main indicators of work (effective efficiency and capacity) the gasturbine engine.

Key words: conversion gas-turbine engine, supply of water and steam, mathematical model, gaz-steam cycle, STIG (Steam Injected in Gas Turbine).

УДК 621. 452:621.515

Е.С. Барышева

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ НА ЕЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Исследованы различные варианты геометрических параметров центробежной ступени компрессора авиационного двигателя с помощью метода поверочного расчета и соответствующего программного комплекса AxCBm, разработанных в Национальном аэрокосмическом университете «ХАИ». Показано влияние радиальной протяженности и ширины безлопаточного участка диффузора, а также угла установки лопатки лопаточного диффузора на структуру течения и суммарные характеристики ступени. Представлены подходы к улучшению согласования элементов центробежной ступени и расширение ее рабочего диапазона.

Ключевые слова: центробежная ступень компрессора, лопаточный диффузор, геометрические параметры, метод расчета осесимметричного до- и трансзвукового течения, суммарные характеристики, структура течения

Введение

В конструкции современных авиационных двигателей широкое применение находят центробежные ступени компрессоров. Такие ступени при достаточно высоком уровне КПД характеризуются высокими значениями степени повышения давления и большими расходами рабочего тела, что в свою очередь определяет появление транс- и сверхзвуковых скоростей в межлопаточных каналах рабочих колес (РК) и лопаточных диффузоров (ЛД).

Взаимодействие между этими элементами центробежной ступени во многом определяет характер течения и существенно влияет на характеристики данных узлов компрессора, что в свою очередь создает проблему согласования РК и ЛД и обеспечения достаточного диапазона работы всей ступени в целом.

Возможность численного моделирования течения в центробежных ступенях позволяет повысить качество их проектирования, а также снизить сроки и затраты, необходимые для создания новых объектов, их доводку и дальнейшую модернизацию.

На этих этапах большую роль играют вариантные расчеты [1, 2, 3], включающие анализ влияния изменения геометрических параметров на газодинамические характеристики ступени и позволяющие определить направление совершенствования ее конструкции для повышения эффективности.

В данной статье представлены некоторые результаты параметрических исследований центробежной ступени компрессора высокого давления авиационного двигателя [4], проведенных в проблемной лаборатории газотурбинных двигателей и установок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», и направленных на определение влияния различных конструктивных факторов, таких как изменение ширины и угла установки лопатки ЛД, а также радиальной протяженности безлопаточного участка диффузора на суммарные характеристики ступени и структуру течения в ней.

1. Метод расчета и постановка задачи

Для проведения вариантных расчетов использован разработанный в Национальном аэрокосмическом университета «ХАИ» метод поверочного расчета параметров осесимметричного течения в высоконапорных центробежных компрессорных ступенях с осерадиальными лопатками рабочих колес [5]. Данный метод и соответствующий ему программный комплекс (ПК) АхСВт собственной разработки позволяют определять суммарные характеристики ступени и структуру осредненного в окружном направлении трансзвукового течения, учитывать влияние отбора рабочего тела из проточной части и поля параметров потока на входе.

Данный ПК АхСВт верифицирован на различных объектах [5] и показана его пригодность для решения задач совершенствования центробежных ступеней [3, 6].

В процессе проектирования и доводки центробежных компрессорных ступеней авиационных ГТД для осуществления выбора рациональных значений геометрических параметров лопаток и проточных частей для до- и трансзвуковых режимов работы используются вариантные расче-

© Е.С. Барышева, 2012

ты, позволяющие определить влияние различных геометрических параметров на суммарные характеристики ступеней.

В данной работе представлены результаты исследования влияния изменения ширины и угла установки лопатки ЛД, а также радиальной протяженности безлопаточного участка диффузора.

2. Проведение численных исследований

В работе [4] представлены результаты численного исследования трансзвукового течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя.

Исследуемая ступень включает в себя РК, ЛД, поворотное колено и спрямляющий аппарат в соответствии со схемой [4]. Как показали предыдущие исследования данной ступени, причиной сужения ее рабочего диапазона является лопаточный диффузор.

В процессе выполнения представленных ниже исследований геометрические параметры лопаток, как рабочего колеса, так и лопаточного диффузора не изменяются.

Для исключения влияния поворотного канала и спрямляющих аппаратов на течение в ЛД параметрические исследования проведены для участка 1-4 (РК+ЛД).

2.1. Влияние радиальной протяженности безлопаточного участка диффузора

Для определения влияния радиальной протяженности безлопаточного участка диффузора на структуру течения и суммарные характеристики рассматриваемой ступени при фиксированной геометрии профиля лопатки ЛД рассмотрены два варианта положения входной кромки ЛД относительно выхода из РК (рис.1), то есть

$$D_3 = D_3 / D_2$$

- «исходный» вариант $\overline{D}_3 = 1, 1;$

— «модернизированный» вариант с $\overline{D}_3 = 1,13$.

На рис. 2 представлена суммарная характери-

стика участка ступени с различными \overline{D}_3 . Уменьшение загромождения межлопаточного канала при увеличении \overline{D}_3 ($\overline{D}_3 = 1,13$) по сравнению с исходным вариантом $\overline{D}_3 = 1,1$ при высоких уровнях скоростей привело к увеличению проходного сечения межлопаточного канала и, как следствие, к расширению рабочего диапазона ступени при смещении максимума КПД в сторону больших расходов. При этом на режиме $\overline{G}_{Bnp} = 1,0$, $\overline{n}_{np} = 1,0$ степень повышения полного давления π_{1-4}^* возросло на 2.5% и η_{1-4}^* – на 2.6% по сравнению с «исходным» вариантом. На рис. 3 представлены распределения чисел Маха в абсолютном движении вдоль средней по высоте лопатки продольной линии сетки на ре-

жиме $\overline{G}_{B\,\Pi p} = 0,96$, $\overline{n}_{\Pi p} = 1,0$. На этом режиме в «исходном» варианте ЛД наблюдается сверхзвуковая зона с $M_{max} > 1,2$ и замыкающий ее скачок уплотнения. Для «модернизированного» варианта ЛД на этом же режиме сверхзвуковые скорости отсутствуют.

Проведенные исследования показали, что при равных условиях более выгодным с точки зрения обеспечения заданного напора и КПД ступени является лопаточный диффузор максимально удаленный от выходных кромок РК, что качественно согласуется с результатами, представленными в [7].

2.2. Влияние b₃/b₂ лопаточного диффузора

Одним из геометрических параметров лопаточного диффузора, оказывающим влияние на газодинамические параметры ступени, является

относительное расширение диффузора $\bar{b}_3 = b_3 / b_2$. Для исследования его влияния зафиксированы параметры лопаточных венцов РК и ЛД, а ширина на входе в лопаточный диффузор является

переменной $\overline{b}_3 = var$ при $\overline{n}_{\Pi D} = 1,0.$

На рис. 4 представлены результаты расчетного исследования элемента ступени с лопаточными диффузорами, имеющими разную ширину на входе: $\bar{b}_3 = 0,905$ («исходный») и 1,1 («модернизированный»).

При «исходном» варианте лопаточного диффузора ($\bar{b}_3 = 0,905$) ступень имеет самую узкую зону рабочих режимов по расходу при заданной частоте вращения.

Расчетное исследование показало, что при увеличении b_3/b_2 суммарная характеристика ступени на данной частоте вращения становится более пологой. При этом происходит ее смещение в область больших расходов, а зона рабочих режимов расширяется. Более высокое значение КПД достигнуто при $b_3/b_2=1,1$, т.е. при меньшей скорости потока на входе в лопаточный диффузор. При малых b_3/b_2 увеличивается крутизна характеристик, уменьшается область рабочих режимов по расходу и оптимальный режим приближается к левой границе.

Следует отметить, что рост \overline{b}_3 вызывает повышение диффузорности безлопаточного участка диффузора, что может привести к росту потерь.

Результаты расчетного исследования влияния относительного расширения диффузора на характеристику удовлетворительно согласуются с имеющимися в литературе данными, полученные для стационарных центробежных машин [7, 8].



2.3. Влияние угла установки лопаток ЛД

Ниже представлены результаты численного моделирования течения в исследуемой ступени при изменении угла установки лопаток ЛД. Изменение угла установки лопаток диффузора $\Delta \gamma$ составило один градус от исходного положения. Профиль лопатки ЛД поворачивался вокруг точки, лежащей в центре ее носика (рис. 5). Это привело к изменению не только геометрических углов профиля на входе и выходе, но и диаметра D₄.

Проведенные расчеты показали, что изменение положения лопаток диффузора оказывает значительное влияние на суммарную характери-



Рис. 5. Схема изменения угла установки ЛД

 $-\Delta \gamma_3 = 0$ град;

 $-\Delta \gamma_3 = 1$ град;



стику участка ступени (рис. 6), смещая ее по расходу и меняя уровни максимальных значений КПД и степени повышения полного давления.

Увеличение угла установки приводит к росту входного угла лопаток ЛД α_{3n} , а, следовательно, и к повышению значений напора и КПД и расширению рабочего диапазона в сторону больших расходов, что вызвано возрастанием площади горла межлопаточного канала лопаточного диффузора (рис.7). Существенным недостатком такого способа является увеличение радиального размера D₄, что может быть недопустимым для данной ступени.

После поворота лопаток ЛД на 1 град в сторону меньших углов α_{3n} пропускная способность ступени, определяемая диффузором, снижается, что приводит к уменьшению максимального расхода на $\approx 0,2\kappa\Gamma/c$, и сужается диапазон рабочих режимов (см. рис.6). Более резко сужение области рабочих режимов при уменьшении угла установки профиля вызвано как уменьшением площади горла межлопаточного канала (см. рис.7), так и увеличением в этом случае загромождения канала.





В статье представлены результаты вариантных расчетов трансзвукового течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя. Показана возможность модернизации таких ступеней путем изменения геометрических параметров лопаточных венцов с помощью ПК AxCBm.

Полученные результаты показывают, что вариантные расчеты могут служить основой для совершенствования как ступени в целом, так и отдельных ее элементов.

Проведенные исследования показали, что для данной ступени изменения геометрических параметров лопаточного диффузора, таких как уве-



Рис. 7. Схема изменения горла межлопаточного канала лопаточного диффузора



личение угла установки, расширение входной части ЛД либо рост радиальной протяженности безлопаточного участка диффузора позволят повысить параметры ступени и расширить ее рабочий диапазон без существенных изменений в процессе производства.

Литература

1. Русанов А.В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах [Текст] /А.В. Русанов, С.В. Ершов // XIII Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке». — Сумы, 2004. — С. 108-117.

2. Сравнение эффективности центробежных компрессорных ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами [Текст] / [Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко, В.П. Митрофанов, В.И. Зарав, А.Ю. Прокофьев] // XIII Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке». – Сумы, 2004. – С. 142-155.

3. Газодинамическое совершенствование высоконапорной центробежной компрессорной ступени современного авиационного двигателя [Текст] /Барышева Е.С., Бойко Л.Г., Дрынов О.Н., Кубакин В.В. // Вестник двигателестроения. – 2010.- №2 – С. 86-90.

4. Барышева Е.С. Исследование структуры течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя [Текст] /Е.С.Барышева, Л.Г. Бойко, В.С.Борисов, О.Н.Дрынов // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008.- №3(50) — С.56-62.

5. Барышева Е.С. Метод расчета течения в центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками [Текст] /Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007.- №1(37) – С.45-51.

6. Бойко Л.Г. Исследование трансзвукового течения в высоконапорном центробежном рабочем колесе [Текст] / Л.Г.Бойко, Е.С.Барышева / / Вестник двигателестроения. — 2011.- №2 — С. 203-207.

7. Селезнев, К.П. Центробежные компрессоры [Текст] / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982.– 271с.

8. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин [Текст] / С.П. Лившиц – Л.: Машиностроение, 1966. – 340с.

Поступила в редакцию 18.06.2012

О.С.Баришева. Дослідження впливу геометричних параметрів відцентрового ступеня на його газодинамічні характеристики

Досліджено різні варіанти геометричних параметрів у відцентровому ступені компресора авіаційного двигуна за допомогою методу перевірочного розрахунку та відповідного програмного комплексу AxCBm, розроблених в Національному аерокосмічному університеті «XAI». Показано вплив радіальної протяжності та ширини безлопаткової ділянки дифузора, а також кута установки лопатки лопаткового дифузора на структуру течії та сумарні характеристики ступеня. Представлені підходи до поліпшення узгодження елементів відцентрового ступеня і розширення його робочого діапазону.

Ключові слова: відцентровий ступінь компресора, лопатковий дифузор, геометричні параметри, метод розрахунку осьосиметричної до- і трансзвукової течії, сумарні характеристики, структура течії.

H.Barysheva. The research of influence of centrifugal stage geometrical parameters on its gasdynamic performances

Different variants of geometrical parameters of aviation engine compressor centrifugal stage were explored with assistance of the test prediction calculation method and proper software AxCBm, developed in the National aerospace university «KhAI». Influence of radial length and width of diffuser vaneless part and also stagger angle of vaned diffuser vane on the flow structure and stage summary performances. Approaches to the improvement of centrifugal stage elements agreement and expansion of its working range are presented.

Key words: compressor centrifugal stage, vaned diffuser, geometrical parameters, sub- and transonic axisymmetric flow calculation method, summary performances, flow structure.

УДК 62-762.001.5

П.В. Бондарчук

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

КОНСТРУКЦИЯ ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ ОПОРЫ ДВИГАТЕЛЯ

В данной статье рассмотрены перспективы развития уплотнений масляных полостей при переходе к следующему поколению авиационных двигателей. Показана актуальность применения торцового газодинамического уплотнения (ТГДУ) при неизбежном росте параметров работы двигателей: оборотов роторов, температур и давлений в тракте. Предложена оригинальная конструкция ТГДУ, снабженная щелевым уплотнением, минимизирующим вероятность попадания масла в пару трения. Параметры работы уплотнения: давление воздуха до 1,2 МПа, температура воздуха до 300°, скорость вращения ротора до 24000 об/мин. Для уплотнения построена расходная характеристика.

Ключевые слова: торцовое газодинамическое уплотнение, перспективный авиационный двигатель, полностью электрический двигатель, герметизация масляной полости авиационного двигателя, щелевое уплотнение.

Основные проблемы, возникающие при создании новой авиационной техники, связаны, в первую очередь, с требованиями повышения ее экономичности и увеличения срока эксплуатации. Требуемый ресурс к началу эксплуатации проектируемых ГТД - 50 тыс. ч. Полный назначенный ресурс по горячей части - не менее 7500 полетных циклов, по холодной части - не менее 15000 полетных циклов [1]. В перспективе дальнейшее улучшение характеристик двигателей означает увеличение основных рабочих параметров: степени повышения давления воздуха в компрессоре, температуры газа перед турбиной, частот вращения роторов. Это повысит нагрузки на узлы уплотнений и подшипников. Анализ параметров типов уплотнений, позволяет сделать вывод, что каждая из применяемых конструкций обладает некоторыми недостатками, ограничивающими возможность их использования в качестве уплотнения масляной полости турбомашин. Щеточные и лабиринтные уплотнения имеют явно недостаточную степень герметичности. Уплотнения, обеспечивающие минимальные утечки - торцовое контактное уплотнение (ТКУ) и радиально-торцовое контактное уплотнение (РТКУ), имеют ограниченный ресурс.

В докладе ЦИАМ - «Основные цели развития авиационных двигателей военного и гражданского применения» [2] названы приоритетные научно-технические проблемы, без решения которых невозможно создание двигателя следующего поколения. В ряду этих задач указано создание высокоэффективных уплотнений масляных полостей, работоспособных при высоких скоростях вращения и повышенном давлении. Совершенство-

© П.В. Бондарчук, 2012

вание показателей традиционно применяемых контактных уплотнений - ТКУ и РТКУ, весьма проблематично. Одним из вариантов решения проблемы является замена контактных уплотнений на торцовые уплотнения с газовой смазкой. Ведущие мировые двигателестроительные фирмы считают, что достичь требуемых в настоящее время параметров и создать полностью электрический, «сухой» двигатель, где масло отсутствует, является возможным только с использованием технологии газовой смазки в уплотнительных узлах [5]. То есть, применение ТГДУ в качестве уплотнения традиционной опоры двигателя позволяет сделать задел на будущее. Реализация ТГДУ в авиационном двигателе позволит создать для российского двигателестроения доведенный узел с приемлемыми эксплуатационными и ресурсными параметрами, который будет нужен в дальнейшем, при переходе на гибридные опоры и на магнитный подвес ротора.

Необходимо отметить, что уплотнения с газовой смазкой исследовались и успешно развивались в нашей стране еще во время существования СССР. В турбине каскада низкого давления двигателя Д-18Т, созданном для сверхтяжелых транспортных самолетов Ан-124 «Руслан» и Ан-125 «Мрія», установлено РТКУ. Данное уплотнение двухстороннего действия (двухступенчатое), включает разрезное графитовое кольцо, которое контактирует с торцами двух вращающихся втулок. Газодинамический эффект в уплотнительных зазорах обеспечивается за счет наличия камер Рэлея, выполненных на вращающихся втулках. Другим примером применения торцового уплотнения с микроканавками является уплотнение опоры двигателя Д-30Ф6. На торце вращающейся втулки уплотнения выполнено несколько десят-ков камер Рэлея глубиной 10 мкм. Гарантированный ресурс составляет лишь 1000 часов, а интенсивность изнашивания — 0,006 мкм/ч.

Приведенные выше примеры внедрения уплотнений с микроканавками были сделаны более 25 лет назад. В течение «переходного» периода эта тема была совершенно забыта в авиационных двигателестроительных фирмах и только теперь начинает возрождаться. В тот же период в США, Великобритании и ФРГ шло интенсивное изучение бесконтактных уплотнений.

В США действовала национальная долгосрочная программа IHPTET (Integrated High Performance Turbine Engine Technology). В ее рамках был создан двигатель-демонстратор XTE-77 [1]. Его отличительной особенностью являются магнитные подшипники и торцовые газодинамические уплотнения. Фирма «John Crane», достигла следующих параметров работы бесконтактного уплотнения: перепад давлений 35 МПа, температура 300 °С, скорость скольжения 180 м/с [3]. Фирма «Feodor Burgmann» уже создала серию различных уплотнений с газовой смазкой для опор авиационных двигателей [4]. Таким образом, актуальность внедрения ТГДУ подтверждается передовыми разработками, ведущимися в других странах.

Принцип работы ТГДУ: в паре трения генерируется тонкий слой газовой смазки. Низкая вязкость газов, используемых в качестве уплотняемой среды, вынуждает иметь механизм для выработки значительного газодинамического давления, с помощью которого достигалось бы разделение рабочих поверхностей для предотвращения непосредственного механического контакта во время работы. Кроме того, слой газа, находящийся в уплотнительном зазоре, должен обладать необходимой жесткостью, чтобы уплотнение работало устойчиво при кратковременных изменениях внешней нагрузки и других случайных возмущениях.



Рис. 1. Схема ТГДУ

На рис. 1 показана схема ТГДУ. Оно состоит из следующих основных элементов: вращающегося диска, на котором выполнены газодинамические камеры (в данном случае спиральные канавки); аксиально-подвижного графитового уплотнительного кольца; упругого элемента; вторичных уплотнений. Вращающийся диск установлен на вал, а аксиально-подвижное уплотнительное кольцо устанавливается в корпус. Газодинамические камеры сообщаются с полостью высокого давления и при вращении вала создают необходимое избыточное давление в зазоре.

Особенность работы уплотнений рассматриваемого типа состоит в способности автоматически обеспечивать некоторую расчетную величину зазора. На рис. 2. представлен график зависимости силы от величины зазора. На аксиально - подвижное кольцо действуют в осевом направлении с одной стороны нагружающая сила — Wh, а с другой — сила W, равная равнодействующей от распределенного давления в уплотнительном зазоре.



Рис. 2. Зависимость силы от величины зазора

Эту последнюю силу в дальнейшем определим как несущую способность — W. При расчетном значении зазора h_0 эти две силы будут взаимно уравновешиваться. В случае уменьшения зазора, вызванного воздействием случайных внешних факторов, резко увеличится несущая способность, графитовое уплотнительное кольцо отодвигается, что приведет к восстановлению зазора до первоначальной величины. Обратная картина будет наблюдаться при увеличении зазора. Таким образом, реализуется принцип автоматического регулирования.

Несмотря на явное отставание в плане развития технологий, необходимо создать научно-технический задел, который позволит успешно внедрить ТГДУ в российских авиационных двигателях. Специалистами СГАУ в течение последних десяти лет успешно спроектированы и внедрены ТГДУ для нагнетателей природного газа H-370, НЦ-16, НЦ-25, H-235, а также высокооборотное ТГДУ для агрегата подачи газа в камеру сгорания конвертированного авиационного двигателя. Созданные методики проектирования, накопленный конструкторский опыт и имеющееся экспериментальное оборудование позволяют вести работы по созданию и доводке узла для уплотнения масляной полости авиадвигателя. В данной статье предлагается конструкция перспективного уплотнения для опоры авиационного двигателя. На уплотнительный узел действуют нагрузки, обусловленные конструкторскими, эксплуатационными, технологическими факторами. При их действии необходимо обеспечить надежную работу уплотнения. Среди наиболее важных вопросов - изоляция колец пары трения от масла. При возможном попадании масла из полости подшипника в газодинамические камеры и уплотнительную щель ТГДУ возникает опасность резкого увеличения мощности трения, термического искажения уплотнительного зазора и изнашивания уплотнительных поверхностей. Перспективное уплотнение проектируется для средней опоры двигателя семейства «НК» для следующих условий: давление воздуха до 1,2 МПа, температура воздуха до 300 °C, скорость вращения ротора до 24000 об/мин. Геометрические параметры уплотнения колец уплотнения выбраны с применением разработанных в СГАУ методик. На рис. 3 приведена полученная зависимость утечек воздуха через уплотнение от скорости вращения ротора. Полученные значения утечек существенно ниже, чем у применяемых аналогов.



Уплотнение является единым блоком и имеет интегрированную с подшипником модульную

конструкцию (рис. 4). Статорная часть состоит из втулки уплотнения 1, в которую установлено кольцо уплотнения 2. Для фиксации кольца от проворота во втулке уплотнения устанавливаются штифты 3. Стояночную герметичность обеспечивает усилие от пружин 4, которое через прижим 5 передается на вторичное уплотнение 6 и на кольцо 2, прижимая его к ответному кольцу 13. Для фиксации кольца 2 от выпадения в осевом направлении используется разжимное кольцо 7, вставляемое в проточку втулки 1. Роторная часть уплотнения состоит из втулки уплотнения 8, на которую установлены подшипник 9, втулка щелевого уплотнения 10 и прижимная втулка 11. В проточку прижимной втулки устанавливается демпфер 12, по которому центрируется кольцо упорное 13 с газодинамическими канавками. Это кольцо фиксируется от проворота штифтами 14. Герметичность узла обеспечивается установкой эластомерных уплотнительных колец 16, 17, 18, 19, 20. Предлагаются эластомерные кольца серии Kalrez® фирмы «DuPont» [7], работоспособные при температурах до 325 °С. Уплотнительный узел разделяет воздушную полость А и масляную полость Е. Для обеспечения чистоты воздуха, текущего через зазор в уплотнительной паре, буферная полость Б наддувается фильтрованным воздухом давлением большим, чем в полости А. Лабиринтное уплотнение втулки 8 ограничивает расход воздуха в полость А. Воздух проходит между кольцами 2 и 13 в полость В и далее через систему щелевых уплотнений попадает в полость Е. Масло в подшипниковую опору подается через наружное кольцо полшипника. Со стороны уплотнения на втулке 10 выполнено маслоотбойное кольцо 21. отбрасывающее большую часть масла назад к подшипнику. Масло, попадающее в полость Д, сливается в опору через проточку Ж. В случае попадания незначительного количества масла в полость Г оно отбрасывается вторичным маслоотбойным кольцом и стекает через отверстие 3.



Рис. 4. Конструкция уплотнения

Щелевые уплотнения используют центробежный эффект и успешно препятствуют попаданию масла в полость Г. Конструкция этих уплотнений разработана нами с учетом рекомендаций Вернера Хааса из технического университета Штутгарта [8].

Проектирование ТГДУ производится в рамках хоздоговора с ОАО «Кузнецов» и находится на начальном этапе. В дальнейшем планируется провести экспериментальные исследования, которые позволят скорректировать конструкцию.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Скибин В.А. Работы ведущих двигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей [Текст] / В.А. Скибин, В. И. Солонин. - М.: ЦИАМ, 2004.

2. Скибин В.А. Научный вклад в создание авиационных двигателей [Текст] / В.А.Скибин, В.И. Солонин: под ред. Скибина В.А. — М.: Машиностроение, 2000. 3. Официальный сайт фирмы Джон Крейн [Электронный pecypc] - URL: http:// www.johncrane.co.uk/Productfinder.asp?r=ru&l=ru.

4. Официальный сайт фирмы Бургманн [Электронный ресурс] - URL: http:// www.eagleburgmann.com/.

5. Федорченко Д.Г. О перспективе применения в авиационных ГТД электроприводных агрегатов [Текст] / Д.Г. Федорченко, О.А. Гришанов, А.Е. Трянов, Ю.В. Кульков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. - Самара: СГАУ, 2006.

6. Belousov, A.I. Problems of application of face gasodynamic seals in aircraft engines [Tekct] / A.I. Belousov, S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov, P.V. Bondarchuk // Russian Aeronautics. - Germany: Springer, 2007.

7. Официальный сайт фирмы Дюпон [Электронный pecypc] - URL: <u>http://www2.dupont.com</u> /Photovoltaics/en_US/products_services/ high_performance_seals/.

8. Официальный сайт IMA [Электронный реcypc] - URL <u>http://www.ima.uni-stuttgart.de</u> / dichtungstechnik/skri pt/ dichtungstechnik.pdf.

Поступила в редакцию 01.06.2012

П.В. Бондарчук. Конструкція торцевого газодинамічного ущільнення для опори двигуна

У даній статті розглянуті перспективи розвитку ущільнень масляних порожнин при переході до наступного покоління авіаційних двигунів. Показана актуальність вживання торцевого газодинамічного ущільнення (ТГДУ) при неминучому зростанні параметрів роботи двигунів: зворотів роторів, температур і тиску в тракті. Запропонована оригінальна конструкція ТГДУ забезпечена щілинним ущільненням, що мінімізує вірогідність попадання масла в пару тертя. Параметри роботи ущільнення: тиск повітря до 1,2 МПа, температура повітря до 300°, швидкість обертання ротора до 24000 об/мін. Для ущільнення побудована витратна характеристика.

Ключові слова: торцеве газодинамічне ущільнення, перспективний авіаційний двигун, повністю електричний двигун, герметизація масляної порожнини авіаційного двигуна, щілинне ущільнення.

P.V. Bondarchuk. Construction of the face gas-dynamic seal of the air-engine

There are viewed perspectives of oil chamber compression evolution by the generation change-over of the air-craft engine in this article. It is showed the use urgency of front gas-dynamic compression by unavoidable engine working parameter increase: rotor, temperature and pressure turn in a section. It is offered the original construction of the front gas-dynamic compression, which is with groove seal provided. The groove seal minimizes expectancy of oil hitting in tribological situation. Parameter of the compression working are follow: air pressure is up to 1.2 MPa, air temperature is up to 300, speed of rotor rotation is up to 24000 revo. It is made metering characteristic for the compression.

Key words: Front gas-dynamic seal, promising aviationengine, all-electricmotor, closure of the aeroengine oil chamber, groove.

УДК 621.452.32

А.С. Виноградов, М.Ю. Вавин, И.Д. Шпаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК УПЛОТНЕНИЙ С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРЫ

В статье рассматривается уплотнение в составе опоры компрессора авиационного двигателя. Для общего случая нагружения дана классификация нагрузок, действующих на элементы опоры. Исследовались уплотнительные зазоры в трех радиально-торцовых и одном лабиринтном уплотнении. При расчете на всех основных режимах для основных факторов нагружения (давления, температуры и осевой силы) определялось изменение величины и формы зазора и рассчитывалось изменение герметичности каждого уплотнения. Отмечено раскрытие уплотнений на полетных режимах и увеличение утечек через уплотнение до 20 г/с на режиме «Полный форсаж». Показана необходимость учета деформаций элементов опоры при проектировании уплотнения.

Ключевые слова: опора компрессора, уплотнение опоры, нагрузки на элементы опоры, деформация элементов опоры, утечки через уплотнения.

Введение

Наиболее важным условием обеспечения герметичности и надежности уплотнения является обеспечение требуемой формы уплотнительного зазора и приемлемого уровня напряжений в деталях уплотнительного узла. Образующиеся повышенные деформации способны привести к разрушению колец или к полному раскрытию стыка. Оба случая являются недопустимыми для авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ). [1]

При проектировании уплотнений и опор необходимо учитывать не только газодинамические и газостатические процессы, происходящие в зазоре, но и влияние на параметры уплотнения таких внешних факторов, как деформации опоры, параметры масляной системы, параметры внутренней воздушной системы. Одним из них, как отмечалось выше, являются деформации опоры АД. Под опорой в данном случае понимается не только непосредственно подшипник качения, а узел являющийся самостоятельной сборочной единицей, предназначенной для передачи усилия от ротора и статора двигателя на летательный аппарат (ЛА).

Опоры АД можно классифицировать по следующим признакам: положения опоры в двигателе, виды нагрузок, передаваемых с рассматриваемой опоры на ЛА, виды внутренних нагрузок, воспринимаемых деталями опоры. По месту положения опоры можно разделить на опоры компрессора и турбины. Для опор компрессора наиболее часто используемыми вариантами являются переднее расположение опоры, расположение между каскадами и заднее расположение, связан-

© А.С. Виноградов, М.Ю. Вавин, И.Д. Шпаков, 2012

- 134 -

ное либо с наружным, либо с внутренним корпусом камеры сгорания. Аналогичную классификацию можно привести для опор турбин. В общем случае на опоры компрессора и турбины действуют следующие внутренние нагрузки: тепловые, перепады давления, радиальные и осевые нагрузки от ротора, крутящие моменты. К внешним нагрузкам относятся: инерционные, в том числе гироскопические моменты роторов при эволюциях самолета, аэродинамические нагрузки с внешних обводов мотогондолы и связанные с неосевым входом рабочего тела в вентилятор, тяга, вес и т.д. [2]

Важность рассмотрения уплотнения, как элемента опоры была подтверждена расчетным исследованием эксплуатационного дефекта. На двигателях НК во время полета возникал дефект опоры: повышение давления в опоре выше допустимого до 1 ати (доп. 0,5 ати) (рис. 1).



Рис. 1. Изменение давления в масляной полости опоры

Дефект возникал в момент подлета самолета к пункту назначения. Самолет, летящий со скоростью 2,2 М, переходил на пониженный режим и на меньшую высоту, при этом достигалась скорость 0,8 М. Вследствие этого: стенки опоры расходятся и раскрывают уплотнение (рис. 2).



Рис. 2. Межвальное уплотнение в момент максимального расхождения

1. Расчетная модель исследуемого уплотнения

Двигатели летательных аппаратов характеризуются большим числом рабочих режимов как расчетных, так и нерасчетных. В этом заключается особенность их эксплуатации. При этом уплотнения опор должны сохранять работоспособность на всех режимах. Так, например, в процессе выполнения боевой задачи бомбардировщик должен резко сбрасывать скорость, переходя с режима полный форсаж, на режим малый газ. В этом случае происходит неравномерное остывания статора и ротора из-за тепловой инерции, деформации уплотнений принимают максимальные значения. Рассматриваемая опора компрессора НК работает в сложных условиях: скорости потока в траке достигают 200 м/с, температура рабочего тела 350-600 К. При исследованиях герметичности уплотнений опоры выявлялись недопустимые утечки в радиально-торцовом контактном уплотнении (РТКУ).

В данной работе исследовалось РТКУ, показанное на рис. За. Первым этапом расчета являлось определение газодинамических параметров (давления и температуры) уплотняющего воздуха. Для этого выполнялся термогазодинамический расчет авиационного форсажного двигателя на основных расчетных режимах. Полученные значения служили исходными данными для выполнения гидравлического расчета, в результате которого для заданной геометрии воздушных каналов, исходя из равенства расходов, подбираются температуры стенок и значения коэффициентов конвективной теплоотдачи. После этого выполняется тепловой расчет в конечноэлементном программном комплексе. В данной работе в качестве такого комплекса использовался ANSYS. Следует отметить, что пересчет параметров между гидравлическим расчетом и расчетом распределения температуры в программном комплексе ANSYS ведется итерационным способом до совпадения значений температуры стенок опоры. Далее определяются значения минимального зазора в уплотнении, деформация зазора и предварительно рассчитываются утечки через уплотнение.

Было исследовано влияние на величину уплотнительного зазора основных факторов нагружения, действующих на опору: осевой силы, статического давления и температуры. Предложенная методика позволяет проанализировать отдельно влияние каждого фактора на величину уплотнительного зазора (сравнение воздействия различных факторов показано на рис. 36). Так, для рассматриваемого уплотнения 97% величины изменения зазора было вызвано воздействием температуры, что связано с тем, что для наддува уплотнений используется воздух из последних ступеней компрессора, где происходит его дополнительный подогрев.



авиационного двигателя (а) и соотношение основных факторов, определяющих радиальный зазор (б)

2. Результаты исследования герметичности уплотнения от различных факторов нагружения

В результате работы были выявлены составляющие нагружения, оказывающие наибольшее влияние на величину и форму зазора для каждого уплотнения опоры. Также исследовалось суммарное воздействие всех факторов. Подобный анализ является важным для прогнозирования работы уплотнений и позволяет ответить на вопрос: будет ли уплотнение «раскрываться» при работе двигателя, или наоборот, действующие нагрузки будут приводить к повышенным деформациям колец пары трения. Результаты расчета величины зазора от суммарного воздействия давления, температуры и осевой силы показаны на рис. 4. Вышеперечисленные факторы нагружения не нарушают осесимметричной формы зазора. Однако на форму и величину зазора может оказывать существенное влияние способ крепления двигателя к летательному аппарату.



Рис. 4. Изменение радиального зазора РТКУ по режимам двигателя

Для средней опоры двигателя (рис. 5) в работе проводилось исследование зазора в уплотнении на нерасчетных режимах, таких как аварийная посадка, или криволинейный полет.



Рис. 5. Деформированное состояние средней опоры двигателя HK

Моделирование данных режимов нагружения позволило определить форму деформированного уплотнительного зазора и величину максимальной деформации. Результаты расчетов представлены на рис. 6, 7, 8.





Криволинейный полет



Рис. 6. Изменение зазора в уплотнениях на различных режимах

Таким образом были исследованы уплотнения в составе средней опоры по всем расчетным режимам. В ходе исследований установлено, что все изучаемые уплотнения «раскрываются», что соответствует имеющимся данным по доводке двигателя. Максимальное раскрытие было определено в правом РТКУ на величину 195 мкм. Созданная методика позволила проанализировать степень влияния каждого составляющего фактора нагружения на формирование зазора.

Заключение

В работе была исследована конусность каждого зазора. Конфузорный канал в РТКУ находящихся возле стоек опор, а диффузорный — в межвальном и лабиринтном уплотнениях. Максимальная конусность в правом РТКУ — 466 мкм, минимальная в межвальном уплотнении — 0,15 мкм. Максимальные утечки были отмечены в правом РТКУ — 19 г/с, минимальные — в левом РТКУ 0,9 г/с. Показано, что наибольший эффект дает уменьшение диаметров уплотнений (уменьшение зазора на 78%) и утолщение стойки (уменьшение зазора на 61%). Предложенная методика сочетает термогазодинамический, гидравлический и структурный расчеты. Она позволяет прогнозировать герметичность и работоспособность уплотнения на всех режимах работы двигателя.

Литература

1. Фалалеев С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст] учеб. пособие для вузов / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев; М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.

2. Кочеров, Е.П. Проектирование подвески ГДТ на летательном аппарате [Текст] / Е.П. Кочеров, Н.И. Старцев – Самара: СГАУ, 1999. – 50 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

О.С. Віноградов, М.Ю. Вавін, І.Д. Шпаков. Розробка методики розрахунку характеристик ущільнень з врахуванням деформацій елементів опори

У статті розглянуто ущільнення у складі опори компресора авіаційного двигуна. Для загального випадку навантаження наведено класифікацію навантажень, що діють на елементи опори. Виконано дослідження зазорів ущільнювачів у трьох радіально-торцевих і одному лабіринтному ущільненні. При розрахунку на всіх основних режимах для основних чинників навантаження (тиску, температури і осьової сили) було визначено зміну величини і форми зазору і розраховано зміну герметичності кожного ущільнення. Відзначено розкриття ущільнень на польотних режимах і збільшення витрати скрізь ущільнення до 20 г/с на режимі «Повний форсаж». Наведено необхідність обліку деформацій елементів опори при проектуванні ущільнення.

Ключові слова: опора компресора, ущільнення опори, навантаження на елементи опори, деформація елементів опори, витрати скрізь ущільнення.

A.S. Vinogradov, M.Y. Wavin, I.D. Shpakov. Development of methods for retainer performance computation considering deformation of bearing part elements

The object of the article is the retainer as a part of bearing part is gas-turbine engine compressor. For the general case of loading there is shown a classification of stressing affected on elements of bearing part. It has been investigated seal spacing in three front-radial and one labyrinth sealing retainers. Due to the calculations on the whole variety of main mode for key stressing factors (pressure, temperature and axial force) there were determined excursion of sealing and its form along with pressurization change. It was marked an opening of retainer due to in-flight modes and increasing of seal leakage till 20 g/sec on the «full afterburner» flight mode. There is represented a necessity bearing part deformations accountant in the design of the retainer.

Key words: air compressor bracket, retainer of a bearing part, stress on the elements of bearing part (bracket), deformation of bracket elements, seal leakage.

УДК 621.438.001 2 (02)

В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Российская Федерация

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОБЪЕМА И МАССЫ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ

Разработана методика построения математических моделей объема и массы осевых (OTCMM) и центростремительных турбин сверхмалой мощности (ЦС ТСММ) с привлечением методов математической статистики. Проанализировано влияние основных режимных и геометрических параметров на массу турбин указанных типов, проведено сравнение массовых характеристик ОТСММ и ЦС ТСММ при различных значениях диаметральных габаритных параметров. Приведены обобщенные регрессионные математические модели массы, которые могут использоваться при решении задачи оптимизации параметров турбин сверхмалой мощности по системным показателям эффективности.

Ключевые слова: турбина сверхмалой мощности, математическая модель, масса турбины, оптимизация параметров.

Введение

Турбины сверхмалой мощности (TCMM) наряду с входными и выходными устройствами входят в состав турбоприводов сверхмалой мощности [1]. Наиболее распространенными являются приводы с одноступенчатыми турбинами осевого и центростремительного типов. С целью повышения эффективности турбоприводов необходимо решать задачу оптимизации основных режимных и геометрических параметров турбин [2] по нескольким критериям, одним из которых является масса турбопривода. В известной научно-технической литературе практически отсутствуют какие-либо сведения по математическим моделям массы таких агрегатов.

В данной работе поставлена задача построения математических моделей массы TCMM. Причиной является многообразие вариантов конструктивного исполнения входных и выходных устройств с одной стороны и недостаточная изученность влияния параметров этих устройств на эффективность приводов с другой, что затрудняет формирование математических моделей турбоприводов в целом.

Формирование математических моделей объема и массы турбин сверхмалой мощности

В работе [3] была показана необходимость построения моделей критериев оценки эффективности в зависимости от десяти безразмерных влияющих факторов — геометрических и режимных параметров ТСММ. Перечислим эти факторы:

© В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов, 2012

Y_т =0,1...0,58 − параметр нагруженности ТСММ;

 $\pi_{\rm T} = 1,0...56$ — степень понижения давления в турбине;

$$\frac{n_{CA}}{D_{1(cp)}}$$
=0,01...0,05 – относительная высота ло-

патки соплового аппарата (СА);

$$\alpha_{19\phi} = \begin{cases}
9, 2... 25^{\circ} \text{ для ЦС ТСММ} \\
5... 24^{\circ} \text{ для ОТСММ} - эффективный
\end{cases}$$

угол выхода потока из СА;

 $\epsilon = 0, 1...1 -$ степень парциальности;

 \overline{D} =0,4...0,9 — отношение выходного диаметра D_2 рабочего колеса (РК) к его входному диаметру D_1 в ЦС ТСММ;

 $\overline{\delta}_{_{\text{кр CA}}} = 0,14...0,42 - относительная толщина выходной кромки лопатки СА в ОТСММ:$

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{PK} = \begin{cases} 1, 2...2, 2 \text{ для ЦС ТСММ} \\ 1...1, 7 \text{ для ОТСММ} \end{cases}$$
 густота решетки РК;

$$\beta_{29\Phi} = \begin{cases} 15...60^{\circ} \text{ для ЦС ТСММ} \\ 15...40^{\circ} \text{ для ОТСММ} \end{cases} - эффектив-$$

ный угол выхода потока из РК;

 \overline{F}_{PK} =0,975...2,625 — отношение площади канала на выходе из РК к площади на входе в РК ЦС ТСММ;

$$\left(\frac{s}{h}\right)_{CA}$$
 – удлинение СА;

$$\bar{\mathbf{D}}_{M} = \begin{cases} 0, 4...1, 6 \text{ для ЦС ТСММ} \\ 0, 4...2 \text{ для ОТСММ} \end{cases} - фактор мас-$$

штабности, учитывающий влияние отклонения величины диаметра D_{1(ср)} ступени от величины диаметра испытуемой ступени турбины D_{1(ср)исп} = 50 мм на ее эффективность.

Индекс «ср» относится к среднему диаметру ступени ОТСММ.

На начальном этапе проектирования можно сформировать эскизный облик одноступенчатой турбины, близкий к конструктивному.

На рис. 1 для турбин осевого и центростремительного типов представлен такой схематический облик. Пунктирными линиями показаны контуры корпуса соплового аппарата, не учитывающиеся при формировании математической модели ввиду многообразия вариантов конструктивного исполнения.

Математическая модель массы одноступенчатой турбины базируется на предварительном определении ее объема.

Объем турбины складывается из следующих составляющих

$$V_{T} = V_{\pi CA} + V_{\epsilon CA} + V_{\pi PK} + V_{\kappa opCA} + V_{\mu PK} + V_{\alpha PK} + V_{\delta a \mu A PK},$$
 (1)
де $V_{\pi CA}$ – объем лопаток CA;

 $V_{\epsilon CA}^{1-}$ объем непроходной части CA парциальной турбины;

 $V_{\text{лРК}}$ – объем лопаток РК;

V_{корСА} – объем корпуса СА; V_{дРК} – объем дисковой части РК без уче-та рабочих лопаток;



Г

Рис. 1. Схема одноступенчатой ТСММ: а - осевого типа; б - центростремительного типа

Объем лопаток СА для турбин обеих типов $V_{\pi CA} = z_{\pi CA} F_{\pi CA} h_{CA} =$

$$z_{\pi CA} F_{\pi CA} \frac{h_{CA}}{D_{l(cp)}} D_{l(cp)\mu c\pi} \overline{D}_{M}, \qquad (2)$$

где $z_{\pi CA}$ – число лопаток CA; $F_{\pi CA}$ – площадь профиля лопатки CA; h_{CA} – высота лопатки CA. Объем непроходной для потока части СА ОТСММ и ЦС ТСММ соответственно

$$V_{\epsilon CA O} = \pi D_{cp} s_{CA} (1 - \epsilon) = \pi D_{cp}^2 \overline{D}_M^2 \left(\frac{s}{h}\right)_{CA} \frac{h_{CA}}{D_{cp}} \times$$

$$\times (1-\varepsilon); \tag{3}$$

$$V_{\epsilon CA \ \Pi C} = \pi \left(\frac{D_0 - D_1}{4} \right) (1 - \epsilon) h_{CA}, \qquad (4)$$

где s_{CA} – ширина решетки лопаточного венца CA. Объем лопаток РК

$$V_{\pi PK O} = z_{\pi PK} F_{\pi PK} h_{PK} = z_{\pi PK} F_{\pi PK} h_{CA} (1 + \overline{\Delta}_{\mu} + \overline{\Delta}_{\mu}); \qquad (5)$$

$$V_{\pi PK \ \Pi C} = z_{\pi PK} F_{\pi PK} \frac{h_1 + h_2}{2} =$$

$$z_{\pi PK} F_{\pi PK} \frac{h_{CA}}{D_1} D_{1\mu c\pi} \times$$

$$\times \overline{D}_M (1 + \overline{\Delta}_{\mu} + \overline{\Delta}_{\mu}) \left(0.5 + \frac{\overline{F}_{PK}}{2\overline{D}} \right), \qquad (6)$$

где z_{лPK} – число лопаток PK;

F_{лPK} – площадь профиля лопатки PK; h_{PK} – высота лопатки PK ОТСММ;

- 139 -

 $h_1 = \frac{h_{CA}}{D_1} D_{1 \mu c \pi \overline{D}_M} (1 + \overline{\Delta}_{\mu} + \overline{\Delta}_{\mu}) - высота$ лопатки РК ЦС ТСММ на входе;

 $h_2 = h_1 \frac{\overline{F}_{_{PK}}}{\overline{D}}$ – высота лопатки РК ЦС ТСММ на выходе;

 $\overline{\Delta}_{_{\rm H}}$ и $\overline{\Delta}_{_{\rm B}}$ — относительная величина нижней и верхней перекрыш.

Объем корпуса СА ОТСММ

$$V_{\text{kopCA O}} = \pi (D_{\text{cp}} + 2h_{\text{PK}} + \delta_{\text{r}} + \Delta_{\text{B}} + \Delta_{\text{банд}}) \times \\ \times (\delta_{\text{r}} + \Delta_{\text{B}} + \Delta_{\text{банд}}) + \pi (D_{\text{cp}} + 2h_{\text{PK}} + 2\delta_{\text{r}} + 2\Delta_{\text{B}} + 2\Delta_{\text{банд}} + \Delta_{\text{Kop}}) \times \\ + 2\Delta_{\text{B}} + 2\Delta_{\text{банд}} + \Delta_{\text{Kop}}) \times \\ \times \Delta_{\text{Kopl}} I_{\text{T}} + \pi \left(\frac{D_{\text{cp}} - 2h_{\text{CA}}}{4}\right)^{2}, \qquad (7)$$

где $\delta_r = 0, 3...0, 8$ мм — радиальный зазор [5];

 $\Delta_{\rm kop} = (0,5...1)h_{\rm CA}$ – толщина стенки корпуса CA;

 $l_{\rm T} = s_{\rm CA} + \delta_{\rm o} + s_{\rm PK} -$ длина турбины;

 $\delta_0 = (0, 16...0, 48) h_{CA}$ – осевой зазор между венцами СА и РК [5];

s_{PK} = (3,5...5,5) h_{PK} – ширина решетки лопаточного венца PK [5];

 $\Delta_{\text{банд}} = 0, 1...0, 5$ мм — толщина бандажного кольца [5].

Объем корпуса СА ЦС ТСММ

$$V_{\text{корСА ЦС}} = \pi \left(\frac{D_0^2 - D_1'^2}{4} \right) (\delta_{\text{д}} + \delta_0 + \Delta_{\text{банд}} + h_2 - h_1 + B_1 + B_2 + h_2 \right)$$

$$+\Delta_{\rm H} + \Delta_{\rm B}$$
) $+ \pi \left(\frac{{\rm D}_1^2 - {\rm D}_2^2}{4}\right) \left(\frac{2{\rm B}_2 + {\rm h}_2 - {\rm h}_1 + \delta_{\rm r} t g \gamma}{2}\right)$, (8)

где $D_1' = D_1(1+2\overline{\delta}_r) -$ диаметр на выходе из CA;

$$D_0 = 4 \left(\frac{b}{t}\right)_{CA} a_{\Gamma CA} + D_1'$$
 – диаметр на

входе в СА;

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{CA}$$
 =1,2 — густота решетки СА [4];

 $a_{rCA} = 0.036D_1$ — минимальное сечение канала CA в радиальной плоскости [4];

 $\overline{\delta}_{r} = 0,01$ — относительный радиальный зазор [4]:

$$δ_0 = (0,125...0,675) \frac{h_{CA}}{D_1} D_{1 μ cπ \overline{D}_M} [4];$$

 $\delta_{\rm g} = \delta_0 - 3$ азор между диском РК и корпусом СА;

 $\Delta_{6 a H d} = (0, 5...0, 6) h_1 - толщина бандажного кольца РК;$

 $\mathbf{B}_1 = (0,1...0,15)\mathbf{D}_1 - \mathbf{h}_1 -$ ширина обода диска [4].

Объем диска РК

$$V_{_{\rm ZPK\,O}} = \pi \left(\frac{(D_{_{\rm CP}} - h_{_{\rm CA}} - 2\Delta_{_{\rm H}})^2 - d_{_{\rm B}}^2}{4} \right) s_{_{\rm PK}}; \qquad (9)$$

$$V_{\mu PK IIC} = \pi \left(\frac{D_1^2 - D_2^2}{4} \right) B_1 + p \left(\frac{D_2^2 - D_3^2}{4} \right) (B_1 - B_3) + \pi \left(\frac{D_3 + d_{BT}}{2} \right) \left[(h_1 + B_1 - B_3) \frac{D_3 - d_{BT}}{2} + \frac{\pi h_1^2}{4} \right] + \pi (h_2 + B_1) \left(\frac{d_{BT}^2 - d_B^2}{2} \right), \quad (10)$$

где $B_3 = 0,006D_1$ — величина подрезки диска на выходе потока из РК [6];

 $d_{\rm B} = 0.2D_1 -$ диаметр вала турбины [4]; $d_{\rm BT} = 0.24D_1 -$ диаметр втулки диска [4]; $D_3 = d_{\rm BT} + 2h_1$. Объем диска ЦС ТСММ складывается из

Объем диска ЦС ТСММ складывается из объема цилиндрической части обода диска и объема втулки диска РК.

Объем бандажа РК

۲

$$V_{\delta a h d P K O} = \pi (D_{cp} + h_{PK} + 2\Delta_{B} + \Delta_{\delta a h d}) \times$$

$$\Delta_{\text{банд}} s_{\text{PK}};$$
 (11)

$$V_{\text{бандРК ЦС}} = \pi \Delta_{\text{банд}} \left(\frac{D_1^2 - D_2^2}{4} \right).$$
(12)

Лопаточные венцы ТСММ, как правило, целиком выполняют из одного материала с плотностью ρ , поэтому масса турбины $M_{\rm T} = \rho V_{\rm T}$.

Значения одной части исходных данных представленной аналитической модели задаются проектировщиком из указанных выше диапазонов значений. Большинство из них определяется че-

- 140 -

рез факторы $\overline{D}_{_M}$ и $\frac{h_{_{CA}}}{D_{_{1(cp)}}}$. Другая часть исходных данных — площади лопаток $F_{\pi CA}$ и $F_{\pi PK}$ — зависят от нескольких влияющих факторов. Из-за сложности определения величин образующих кривых лопаток в зависимости от основных параметров TCMM и невозможности применения единого метода построения профилей лопаток PK,

выражения для F_{лCA} и F_{лPK} были получены не аналитическим путем, а с помощью регрессионного статистического анализа данных по площадям профилей лопаток, построенных для 85 комбинаций варьируемых параметров по планам экспериментов [3].

$$F_{JICA O} = f(\pi_T, h_{CA}/D_{cp}, \alpha_{1 \ominus \phi}, \overline{\delta}_{\kappa p CA}, (b/t)_{PK},$$

$$(s/h)_{CA}, D_{M});$$
 (13)

$$F_{\pi CA \amalg C} = f(\alpha_{1 \ni \Phi}, \varepsilon, \overline{\delta}_{\kappa_{P} CA}, \overline{D}_{M}); \qquad (14)$$

 $F_{\pi PK O} = f(h_{CA}/D_{cp}, \varepsilon, (b/t)_{PK}, \beta_{29\Phi}, \overline{D}_{M}); (15)$

$$F_{\Pi PK \sqcup C} = f(Y_{T}, \pi_{T}, \alpha_{1 \ni \phi}, \overline{D}, (b/t)_{PK}, \beta_{2 \ni \phi}, D_{M}). \quad (16)$$

Наличие в выражении (13) фактора (b/t)_{РК} объясняется его взаимосвязью с $(b/t)_{CA}$ [4], а влияние ϵ и h_{CA}/D_{cp} на $F_{\pi PK \ O}$ обусловлено их совместным воздействием на величины h_{PK} и s_{PK}. Режимные параметры влияют на площади лопаток СА ОТСММ и РК ЦС ТСММ. В первом случае с изменением $\pi_{\rm T}$ меняется форма сверхзвукового профиля, во втором - конструктивный угол наклона входной кромки рабочей лопатки за счет сохранения постоянным угла атаки набегающего потока і_{РК} = 0. При профилировании рабочих лопаток ОТСММ было принято условие независимости величины угла $\beta_{1\kappa}$ от i_{PK} с целью обеспечения равенства $\beta_{1K} = \beta_{2K}$, соответствующего активной турбине, поэтому на F_{пРК О} режимные параметры не влияют. На рис. 2 показаны варианты характерных профилей лопаточных венцов турбин обеих типов. Такие параметры, как $\omega_{1CA(PK)}$, $\omega_{2CA(PK)}$, γ_{yctCA} и др. задавались при профилировании из допустимых диапазонов их значений, указанных, например, в [6].



Рис. 2. Варианты профилей лопаточных венцов: а, б – центростремительного типа; в – осевого типа (дозвуковое истечение из СА); г – осевого типа (сверхзвуковое истечение из СА)

Анализ влияния режимных и геометрических параметров на массу турбин сверхмалой мощности

При проведении анализа влияния геометрических и режимных параметров на массу ОТСММ и ЦС ТСММ, детали которой выполнены из материала Д-16Т с плотностью $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$, была использована сформированная выше математическая модель. В ходе анализа выявлено, что увеличение параметров h_{CA}/D_{cp} , ε , $\overline{\delta}_{\kappa p}$, $(b/t)_{PK}$, $(s/h)_{CA}$, \overline{D}_{M} в осевых турбинах приводит к уменьшению M_т, а в центростремительных турбинах увеличению M_{T} способствует рост \overline{D}_{M} , \bar{D} , $\bar{F}_{_{PK}}$, $(b/t)_{PK}.$ Увеличение $\alpha_{1 \ni \varphi}$ и $\beta_{2 \ni \varphi}$ для двух типов турбин приводит к малозначительному уменьшению М_т. Режимные параметры Y_т и $\pi_{\rm T}$ на величину массы ОТСММ практически не влияют, а на массу ЦС ТСММ π_{T} оказывает существенное воздействие, т.к. от величины $\pi_{\rm T}$ зависит величина перекрыш, а, значит, и высота лопатки на входе в РК. Характер протекания зави-

симости $M_{T \ IIC}$ от параметров h_{CA}/D_1 , π_T и є может быть различным при определенных комбинациях значений некоторых параметров.

Так, увеличение h_{CA}/D_1 при малых значениях \overline{F}_{PK} и больших \overline{D} приводит к линейному убыванию M_T , а в противном случае — к возрастанию. Это связано с изменением вклада массы корпуса CA и массы PK в общую оценку массы турбины.

Наиболее существенно влияющим на массу фактором являются диаметральные размеры, т.е. параметр \overline{D}_{M} . На рис. 3 показано влияние \overline{D} на M_{T} при фиксировании остальных параметров на оптимальных по условию минимума массы уровнях с учетом технологических ограничений, указанных в данной работе и в [3]. Сравнение массовых характеристик турбин осевого и центростремительного типа при указанных условиях свидетельствует о незначительном преимуществе в этом отношении ЦС ТСММ при увеличении \overline{D} . Этот факт может позволить расширить область возможных конструктивных решений при про-

ектировании турбоприводов.



Рис. 3. Зависимость M_{T} от \overline{D}_{M} при значениях параметров $Y_{T} = 0,3$; $p_{T} = 3,525$; $h_{CA}/D_{I(cp)} = 0,017$; $\alpha_{13\Phi} = 19^{\circ}$; $\epsilon_{O} = 0,142$; $\epsilon_{ILC} = 0,1$; $\overline{D} = 0,845$; (b/t)_{PK O} = 1; (b/t)_{PK ILC} = 1,2; $\beta_{23\Phi O} = 40^{\circ}$; $\beta_{23\Phi ILC} = 60^{\circ}$; $\overline{F}_{PK} = 0,975$

Предложенная в статье аналитическая форма не всегда удобна как для проведения анализа воздействия одновременно нескольких параметров турбины, так и для последующей оптимизации этих параметров по массовым критериям. Поэтому путем статистической обработки значений V_т для 100 опытов планов эксперимента, рассчитанных по (1), были получены регрессионные выражения в виде квадратичных полиномов для турбин двух типов течения рабочего тела. Низкая точность оценки критериев вблизи границ диапазона значений \overline{D}_{M} , вызванная существенным различием значений V_{T} и, соответственно, M_{T} в опытах с разными \overline{D}_{M} , обусловила необходимость разбиения диапазона варьирования фактора \overline{D}_{M} на пять частей с повторением вычислительных экспериментов по плану эксперимента [3]. Это позволяет сократить разницу в значениях критериев при изменении $\bar{\mathrm{D}}_{\mathrm{M}}$ относительно эксперимента по плану с полным диапазоном варьирования. В итоге было получено десять регрессионных выражений, адекватно оценивающих критерии с коэффициентами детерминации R² > 0,96. В таблице 1 приведены значения статистически значимых коэффициентов при соответствующих параметрах этих моделей. Свободный член обозначен как \boldsymbol{b}_{cB} . Из таблицы видно, что на $M_{T\mbox{\sc ulp\sc c}}$ влияет больше факторов, чем на М_{тО}, что обусловлено как конструктивными особенностями турбин двух типов, так и скрытым влиянием $\pi_{\rm T}$ на величины оптимальных перекрыш в ЦС ТСММ.

Габлица Г
Коэффициенты регрессионных выражений для
M_{TO} и M_{TUC} ($\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$)

	Значение коэффициента при факторе x _i							
Xi	в выражении для М _{то}							
1	D=0,4	D=0,72	D=1,04	D=1,36	D=1,68			
	0,72	1,04	1,36	1,68	2			
h _{CA} /D _{cp}	-1,7534	-6,5808	-16,197	-35,915	-62,59			
$(h_{CA}/D_{cp})^2$	0,6681	4,8388	9,811	40,453	36,183			
3	-0,0191	-0,0669	-0,1306	-0,332	-0,59			
(s/h)CA	-0,0053	-0,0241	-0,0519	-0,0953	-0,173			
\overline{D}_{M}	-0,2615	-0,6972	-1,1056	-1,573	-2,686			
\overline{D}_{M}^{2}	0,1605	0,2888	0,322	0,3426	0,514			
$(h_{CA}/D_{cp}) \epsilon$	0,1693	0,8064	2,0267	3,6341	7,073			
$h_{CA}/D_{cp} \times \times (s/h)_{CA}$	0,0683	0,2378	0,6007	1,2864	2,3111			
$(h_{CA}/D_{cp}) \times \overline{D}_{M}$	3,4295	7,9774	14,3931	24,0159	35,498			
$\epsilon\overline{D}_{_M}$	0,0363	0,0651	0,1136	0,2212	0,3144			
(s/h) _{CA} $\overline{D}_{_{\rm M}}$	0,0093	0,0241	0,0427	0,06	0,0892			
b _{св}	0,094	0,397	0,8578	1,6243	3,227			
	Значение коэффициента при факторе х _і							
	в выражении для M_{TLC}							
xi	D=0,4	D=0,64	D=0,88	D=1,12	D=1,36			
	0,64	0,88	1,12	1,36	1,6			
π^2_{T}	0,00015	0,00031	0,00061	0,00158	0,00178			
hcA/D1	-	0,4938	-	-	-			
$(h_{CA}/D_1)^2$	3,4329	4,0673	28,1684	18,889	-			
α ² 13φ	-9·10 ⁻⁶	-	-	-	-			
ε ²	-0,004	-	-	-	0,0344			
D	0,0262	-	0,2733	-	-			
\overline{D}^2	0,0148	0,06355	-	0,30335	0,50131			
\overline{F}_{PK}	0,0078	0,01733	-	0,09284	0,13683			
\overline{D}_{M}^{2}	0,0756	0,08883	0,17673	0,22136	0,18733			
$\pi_{T} \times (h_{CA}/D_{1})$	-0,0165	-0,03862	-0,1013	-	-			
$\pi_{T} \alpha_{13\varphi}$	3,8.10-5	-	-	-	-			

Окончание табл. 1

$hCA/D1 \times \alpha 13\phi$	0,00765	0,00862	-	-	-
πτε	-0,00113	-0,00307	-0,00583	-0,01045	-0,02305
(hCA/D1)ε	0,1522	0,32	-	0,9218	1,6619
α1 эφιε	-0,0003	-0,001	-0,00253	-0,00563	-0,00435
$\pi T \overline{D}$	-	0,00336	0,0093	0,03536	0,03129
$hCA/D1 \times \overline{D}$	-0,4248	-1,449	-2,629	-3,0155	-8,2346
$\pi {\rm T} \ \overline{F}_{{\rm PK}}$	-0,00064	-0,0015	-0,00345	-0,00837	-0,0015
$\begin{array}{l} hCA/D1\times\\ \times \ \overline{F}_{\!_{PK}}\end{array}$	-	0,1381	0,5197	0,6861	1,2681
\overline{DF}_{PK}	-0,0046	-0,0133	-	-0,07841	-0,1049
$\begin{array}{l} hCA/D1\times\\ \times \ \overline{D}_{M} \end{array}$	-	-	-	-	2,4956
$\epsilon\overline{D}_{_M}$	0,02098	0,03068	0,05438	0,09472	0,08504
$\overline{D}\overline{D}_{M}$	-0,06995	-0,08897	-0,31858	-0,41835	-0,4244
bсв	-0,0177	-0,02908	-0,11074	-0,1236	-0,19556



а





Рис. 4. Зависимости M_{TO} и M_{TILC} : a – $M_{TO} = f(h/D_{cp}, \epsilon); \ 6 - M_{TILC} = f(h/D_1, \ \overline{D});$ в – $M_{TIIC} = f(\pi_T, \overline{F}_{PK})$

Заключение

В работе предложена методика определения объема и массы ОТСММ и ЦС ТСММ, справедливая в достаточно широких диапазонах варьирования важнейших параметров турбины. Проведено исследование влияния этих параметров на массу и объем РК. Разработанные математические модели могут использоваться при моделировании процессов испытания ТСММ и при решении оптимизационных задач. малой мощности и пути ее решения [Текст] / В.А. Григорьев, Д.С. Калабухов, В.М. Радько, Н.Ф. Мусаткин // Авиационно-космическая техника и технология.- 2010.– №7.– С. 168-172.

2. Григорьев В.А. Выбор и обоснование критериев оценки эффективности турбоприводов сверхмалой мощности [Текст] / В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл. Междунар. научн.-техн. конф., Самара, 2011.- Ч.1.-С. 42-43.

3. Григорьев В.А. Выбор параметров турбоприводов основных схем при планировании эксперимента [Текст] / В.А. Григорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов // Вестник Уфимского гос. авиац. техн. ун-та. – Уфа, 2012.– Т.16. - №2.– С.35-44.

4. Матвеев В.Н. Конструктивный способ улучшения технологичности рабочего лопаточного венца центростремительной микротурбины [Текст] / В.Н. Матвеев, Д.В. Сивиркин, Н.Т. Тихонов // Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление. — Самара, 1996.— С. 129-135.

5. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины [Текст]/ А.С. Наталевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.

6. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский.- М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

Литература

1. Григорьев В.А. Анализ состояния проблемы повышения эффективности турбоприводов сверх-

Поступила в редакцию 01.06.2012

В.О. Грігорьев, В.М. Радько, Д.С. Калабухов. Розробка та дослідження математичних моделей обсягу і маси турбін надмалій потужності

Розроблено методику побудови математичних моделей об'єму та маси осьових (ОТНМП) і доцентрових турбін надмалій потужності (ДЦ ТНМП) із залученням методів математичної статистики. Проаналізовано вплив основних режимних і геометричних параметрів на масу турбін зазначених типів, проведено порівняння масових характеристик ОТНМП і ДЦ ТНМП при різних значеннях діаметральних габаритних параметрів. Наведено узагальнені регресійні математичні моделі маси, які можуть використовуватися при вирішенні завдання оптимізації параметрів турбін надмалій потужності з масових характеристикам.

Ключові слова: турбіна надмалій потужності, маса турбіни, оптимізація параметрів, регресійний аналіз.

V.A. Grigoriev, V.M.Rad2 ko, D.S. Kalabuhov. Development and study of ultralow power turbine volume and mass mathematical models

A method of constructing mathematical models of volume and mass of the axial (AULPT) and centripetal ultralow power turbine (CULPT) using the methods of mathematical statistics is designed. The influence of the basic regime and geometric parameters on the mass of these turbine types, a comparison of AULPT and CULPT mass properties, and for different values of diametrical size parameters are analyzed. The generalized regression mathematical model of mass, which can be used to solve the problem of ultralow power turbine parameters optimizing by characteristics of the mass are given.

Key words: ultralow power turbine, turbine mass, optimization of parameters, regression analysis.
УДК.629.7.036.34

Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

РАСЧЕТ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ВРД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЛНОВЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Для исследований резонансных частот вращения рабочих колес турбомашин с применением волновых конечных элементов разработан высокоэффективный алгоритм, не требующий построения резонансной диаграммы колеса. Алгоритм основан на введении интерполирующих функций в частотной области для механических характеристик материалов и статических напряжений от действия поля центробежных сил и неравномерного нагрева, в сечениях конструкции. Разработанный алгоритм реализован в виде вычислительной программы на языке программирования Фортран. Проведены сравнительные расчетные исследования резонансных частот колебаний рабочего колеса.

Ключевые слова: рабочее колесо, частота вращения, возбуждающая гармоника, напряжение, модуль упругости, матрица волновых динамических жесткостей, резонансная диаграмма.

Проблема обеспечения вибрационной прочности рабочих колес, которые являются наиболее напряженными элементами конструкций турбомашин, широко освещена в литературе. Вместе с тем она не теряет своей остроты. Так как до 60% поломок лопаток газотурбинных двигателей имеют усталостный характер и связаны с действием переменных напряжений при вибрациях. Развитие общих теоретических представлений об основных закономерностях, свойственных спектрам рабочих колес, имеет существенное практическое значение. Использование таких представлений позволяет в каждом конкретном случае облегчить выбор и проведение необходимых расчетных оценок, способствует более четкой постановке экспериментов, содействует лучшему предвидению и толкованию их результатов. Это особенно важно для этапа вибрационной доводки турбомашин, когда возникает острая необходимость оперативной постановки, проведения и осмысливания результатов трудоемких и дорогостоящих экспериментальных исследований непосредственно в рабочих условиях.

Одним из наиболее эффективных путей обеспечения динамической прочности рабочих колес является их проектирование с заданными динамическими свойствами. Оно позволяет без материальных затрат, связанных с коррекцией выполненных в металле конструкций, добиться того, чтобы резонансы с наиболее опасными гармониками были невозможны, а с остальными — происходили на заданных проходных режимах работы двигателя. Такое проектирование может быть выполнено только с применением достаточно точных и эффективных по быстродействию методик расчета колебаний рабочих колес.

Введение Ивановым В.П. понятий волновых динамических жесткостей (ВДЖ) позволило ему образовать метод волновых динамических жесткостей и податливостей для расчета колебаний поворотно-симметричных систем [1], который является развитием, а также, в определенном смысле, обобщением обычного метода динамических жесткостей и податливостей. Суть метода заключается в том, что динамические характеристики любого кольцевого участка на границах с соседними участками всегда можно задать в виде фундаментальных матриц ВДЖ. Которые устанавливают связь для каждого кольцевого участка между комплексными амплитудами волны компонентов усилий и комплексными амплитудами волны перемещений.

Алгоритмы метода ВДЖ практически совпадают с алгоритмами обычного метода динамических жесткостей. Однако необходимо иметь в виду самосопряженность матриц ВДЖ, а также комплексность амплитуд.

Применение рассматриваемого метода позволило выработать обобщенный подход к решению задач о колебаниях сложных поворотно-симметричных систем, в частности элементов роторов турбомашин. Важным этапом решения задач на основе рассматриваемого метода является определение динамических характеристик отдельных кольцевых участков, на которые расчленяется система. У роторов турбомашин основные поворотно-симметричные участки следующие: лопаточная часть в виде кольцевого набора не

© Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков, 2012

связанных между собой стержней; пояс связей между лопатками; обод (бурт, ступица); диск; осесимметричная оболочка.

С помощью рассматриваемого метода ВДЖ и общих теоретических представлений об основных закономерностях спектров рабочих колес авторами разработана гамма специализированных волновых конечных элементов [2, 3, 4], позволяющих исследовать динамические характеристики рабочих колес газотурбинных двигателей.

Лопаточный волновой конечный элемент построен как кольцевой дискретный поворотносимметричный набор изолированных друг от друга однотипных участков лопаток. Которые представляют закрученные стержни переменного поперечного сечения, обладающие изгибно-крутильной связанностью деформаций в соответствии с моделью, предложенной Б.Ф. Шорром.

Дисковый волновой конечный элемент является неравномерно нагретой кольцевой пластиной переменной толщины, уравнения которой получены в рамках гипотез модели Тимошенко.

Оболочечный конечный элемент представляет собой неравномерно нагретую коническую оболочку переменной толщины, уравнения которой учитывают деформации сдвига от поперечных сил.

Для построения системы уравнений элементов применялся метод Галеркина.

Существующие методы исследования динамики рабочих колес позволяют определить резонансные частоты вращения либо путем решения задачи о вынужденных колебаниях под действием интересующей возбуждающей гармоники, либо путем расчета собственных колебаний и построения резонансной диаграммы. Оба способа требуют для достижения достаточной точности многократного вычисления упруго-инерционных характеристик колеса для различных значений частоты вращения ротора ω , и в связи с этим являются малоэффективными.

Так как модуль упругости материала и статические напряжения в сечениях конструкции зависят от ω , то для сокращения объема вычислений при расчете резонансных частот вращения рабочего колеса удобно предварительно определить эти величины для заданного числа п частот $\omega_1, \omega_2, \omega_3...\omega_n$, а затем в расчетах использовать интерполяционные многочлены Лагранжа. Тогда статические напряжения σ^{ct} и модуль упругости Е для любой частоты вращения ω могут быть вычислены по формулам:

$$\sigma^{\rm cr}(\omega) = \sum_{i=0}^{n} \sigma^{\rm cr}(\omega_i) \prod \frac{\omega - \omega_{i+1}}{\omega_i - \omega_{i+1}}, \qquad (1)$$

$$E(\omega) = \sum_{i=1}^{n} E(\omega_i) \prod \frac{\omega - \omega_{i+1}}{\omega_i - \omega_{i+1}}.$$
 (2)

Во многих случаях, особенно когда исследуемые резонансные частоты близки к максимальной частоте ω_{max} , хорошие результаты дает использование квадратичных зависимостей.

Интерполируя в интересующем диапазоне частот (рис. 1) статические напряжения и модуль упругости получаем

$$\sigma^{\rm cr}(\omega) = g_1 \omega^2 + b_1, \quad E(\omega) = g_2 \omega^2 + b_2. \quad (3)$$

Коэффициенты g_1 , b_1 , g_2 , b_2 определяются через значения напряжений и модулей упругости на границах диапазона исследований $[\omega_1, \omega_2]$.



Рис. 1. Фрагмент резонансной диаграммы

С учетом интерполирующих функций (3) матрица волновых динамических жесткостей лопаточного и дискового конечных элементов [2, 3, 4] всегда может быть записана в виде следующей суммы

$$H] = [K] + \omega^{2}[C] - p_{m}^{2}[M] , \qquad (4)$$

где [К] – матрица статических жесткостей;

[С] – матрица влияния вращения;

[М] – матрица масс.

Хорошо известно [1], что резонанс (рис. 1) по форме с m волнами деформаций происходит на частоте колебаний p, равной собственной p_m и связанной с частотой вращения ротора соотношением:

$$\mathbf{p} = \mathbf{p}_{\mathrm{m}} = \mathbf{m}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{m}}\,,\tag{5}$$

где ω_m - резонансная частота вращения.

Подстановка (5) в выражение (4) позволяет записать матрицу волновых динамических жест-костей элемента через резонансную частоту вращения.

$$[H] = [K] - \omega_m^2 (m^2 [M] - [C]) .$$
 (6)

Таким образом, задача о нахождении резонансных частот вращения рабочего колеса сводится к обобщенной проблеме вычислений собствен-

ных значений ω_m^2 системы

$$[K]{q} = \omega_m^2 (m^2 [M] - [C]) \{q\}.$$
(7)

Характеристическое уравнение имеет вид:

$$\det\left[\left[\mathbf{K}\right] - \omega_{\mathrm{m}}^{2}\left(\mathbf{m}^{2}\left[\mathbf{M}\right] - \left[\mathbf{C}\right]\right)\right] = 0 \tag{8}$$

и может быть решено любым из известных методов.

Разработанный алгоритм определения резонансных частот вынужденных колебаний рабочих колес был реализован в виде вычислительной программы на языке программирования Фортран. Для определения собственных значений и векторов выражения (7) использовались процедуры математической библиотеки IMSL, которые предусматривают: приведение матрицы к трехдиагональному виду посредством преобразований подобия по методу Хаусхолдера; приведение полученной трехдиагональной матрицы к диагональной с нахождением собственных значений, используя QR-разложение; вычисление для каждого собственного значения отвечающего ему собственного вектора.

Достоверность результатов, полученных с помощью разработанного алгоритма, была проверена при сопоставлении с резонансными частотами, определенными из резонансной диаграммы.

Расчетные исследования проводились на модельном рабочем колесе (рис. 2) и реальном колесе компрессора (рис. 3) универсального газогенератора высокой энергетической эффективности, разрабатываемого в рамках сотрудничества с ОАО «Кузнецов» по программе «Развитие кооперации российских вузов и производственных предприятий».



Рис. 2. Модельное рабочее колесо

Для построения резонансных диаграмм рассматриваемых колес определялись их собственные частоты в зависимости от частоты вращения ротора. При этом модельное колесо исследовалось с помощью волновых конечных элементов, а реальное рабочее колесо рассчитывалось в программе конечно-элементного моделирования ANSYS.

При определении резонансных частот по разработанному алгоритму в обоих случаях использовались волновые элементы.

Во всех расчетах использовались граничные условия свободного (незакрепленного) диска.



Рис. 3. Реальное рабочее колесо компрессора

На рис. 4 и 5 представлены резонансные диаграммы рассматриваемых колес для форм колебаний с 2, 3 и 4 волнами деформаций в окружном направлении. Крестиками отмечены резонансные частоты, рассчитанные с помощью разработанной программы.



Рис. 4. Резонансная диаграмма модельного колеса



Рис. 5. Резонансная диаграмма реального колеса

Сопоставление результатов расчетных исследований показало хорошую сходимость резонансных частот, определенных различными способами. Расхождение не превышает 0.5%. При этом время, затраченное на построение резонансной диаграммы, несравнимо больше времени расчетов с использованием разработанной программы, что подтверждает высокую производительность предлагаемого алгоритма.

Таким образом, представление матриц волновых динамических жесткостей лопаточного, дискового и оболочечного конечных элементов в форме (4) позволяет значительно уменьшить объем вычислений при нахождении резонансных частот вращения рабочих колес и, как следствие, существенно сократить время и средства, затрачиваемые на обеспечение их надежности на этапах проектирования и доводки.

Настоящая работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. — М.: Машиностроение, 1983. — 224 с.

2. Давыдов Д.П. Дисковый волновой конечный элемент [Текст] / Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. – №3. - С. 34–39.

3. Ермаков А.И. Построение оболочечного волнового конечного элемента [Текст] / А.И. Ермаков // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. – 2000. - №4. - С.72-84.

4. Давыдов Д.П. Разработка лопаточного волнового конечного элемента для исследования динамики рабочих колес турбомашин [Текст] / Д.П. Давыдов // Естественные и технические науки. – 2011. – №2. – С. 34 – 38.

Поступила в редакцию 29.05.2012

Д.П. Давидов, А.І. Єрмаков. Розрахунок резонансних частот коливань робочих коліс ЛРД з використанням хвилевих кінцевих елементів

Для досліджень резонансних частот обертання робочих коліс турбомашин із застосуванням хвилевих кінцевих елементів розроблений високоефективний алгоритм, що не вимагає побудови резонансної діаграми колеса. Алгоритм заснований на введенні інтерполюючих функцій в частотної області для механічних характеристик матеріалів і статичної напруги від дії поля відцентрових сил і нерівномірного нагріву, в перетинах конструкції. Розроблений алгоритм реалізований у вигляді обчислювальної програми на мові програмування Фортран. Проведені порівняльні розрахункові дослідження резонансних частот коливань робочого колеса.

Ключові слова: робоче колесо, частота обертання, збуджуюча гармоніка, напруга, модуль пружності, матриця хвилевих динамічних жорсткостей, резонансна діаграма.

D.P. Davydov, A.I. Ermakov. Calculation of the resonance frequencies of the blade-wheels from air jet engine using wave finite elements

The highly efficient algorithm for finding the resonance frequencies of rotating blade disks from gas turbine engines was developed. The algorithm based on use of interpolation function at the frequency domain for stresses and material properties. The algorithm don't use resonance diagram to find resonance frequencies of blade disks. The developed algorithm is implemented as a computer programming language Fortran. The resonance frequencies of model blade disk were explored.

Key words: Blade disk, rotational frequency, induce harmonic, stress, elasticity modulus, wave dynamic stiffness matrix, resonance diagram.

УДК 629.735.03-226.2

А.А. Иноземцев, С.В. Бажин, М.А.Снитко

ОАО «Авиадвигатель», Пермь, Россия

ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ ТВД АВИАЦИОННОГО ГТД

Сформулирована задача оптимизации величины радиального зазора. Выполнен обзор основных методов измерения радиального зазора над торцами рабочих лопаток газотурбинного двигателя. Рассмотрены их достоинства и недостатки. Описана методика проверки корректности результатов измерения радиального зазора при испытаниях газотурбинного двигателя. Показано, что результаты, полученные с применением емкостной и микроволновой систем измерения в достаточной степени (0,08 мм) соотносятся с результатами расчетов. Описан общий подход к построению и настройке расчетных моделей радиального зазора.

Ключевые слова: радиальный зазор, турбина высокого давления, рабочая лопатка, система измерения радиального зазора, авиационный газотурбинный двигатель.

Введение

Ведущие производители газотурбинных двигателей (ГТД) уделяют внимание разработке решений по изучению, измерению и контролю радиальных зазоров (РЗ) между торцами рабочих лопаток (РЛ) и корпусными деталями в турбине и компрессоре. Это связано с влиянием, которое оказывает величина РЗ на основные параметры ГТД, такие как экономичность и ресурс. Увеличение относительного РЗ на 1% приводит к снижению КПД двигателя примерно на 3% и перерасходу топлива почти на 10%. Как известно характер изменения РЗ зависит от комплексных параметров: режим работы двигателя; режим работы системы обдува корпусов (системы автоматического управления радиальных зазоров (САУРЗ)); организация систем охлаждения ротора и статора [1]. В связи с этим стоит задача оптимизации величины РЗ во всем диапазоне режимов работы двигателя - обеспечение минимальной величины зазоров (0.4...0.6 мм) на наиболее продолжительном режиме работы двигателя (крейсерский режим) и предотвращения чрезмерной приработки лопаток на начальных этапах (режимы запуска и прогрева двигателя). Для ее решения необходимо установить зависимость между параметрами работы двигателя и характером изменения величины РЗ. Математические модели, построенные для анализа величины РЗ, не дают однозначного решения и требуют верификации по результатам измерения. Именно поэтому важное место в вопросе оптимизации занимают измерения РЗ на двигателе.

Методы измерения РЗ

Существует несколько способов измерения радиальных зазоров, основными на сегодня являются: механический, микроволновой, емкостной,

оптический, лазерный, токовихревой. Область применения любого датчика определяется теми или иными преимуществами метода, на основе которого он разработан и условиями эксплуатации. В турбине высокого давления (ТВД) авиационного ГТД условия эксплуатации наиболее жесткие:

- высокая температура (1800 2000 °C);
- высокое давление (20 30 атм.);
- вибрации (10...60 g);
- продукты сгорания.

Механический метод измерения

Механический метод измерения заключается в прямом измерении величины РЗ на холодном и работающем двигателе. На холодном двигателе механически измеряется величина монтажного зазора с помощью щупов различной величины. На работающем двигателе с помощью истираемых проставок, устанавливаемых в стыки деталей проточной части, измеряется минимальная в процессе работы двигателя величина РЗ. Механический метод измерения в силу своей простоты и высокой точности применяется при сборке практически любого ГТД.

Оптический метод измерения

Широкое распространение оптические методы при измерении РЗ получили благодаря очень высокой точности измерения. Их реализуют на основе волоконно-оптических и лазерных интерферометров.

Известно, что в волоконно-оптическом интерферометре Фабри-Перо интерференция происходит на частично отражающем сколе волокна и внешнем отражателе (торце лопатки). Размер ЧЭ датчика перемещений, основанного на этом принципе, сопоставим с диаметром счетовода, около

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012

0,1 мм, а его чувствительность может достигать долей ангстрема. При этом сам ЧЭ помехоустойчив к внешним электромагнитным наводкам. Структурная схема волоконно-оптического интерферометра Фарби-Перо изображена на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема волоконно-оптического интерферометра Фабри-Перо

Излучение лазерного диода вводится в волоконный счетовод и через ответвитель передается на волокно. При этом часть излучения отражается от торца волоконного счетовода, а другая его часть высвечивается в воздух, отражается от торца пера лопатки и возвращается обратно в волоконный световод. Луч, отраженный от торца волоконного световода, интерферирует с лучом, отраженным от торца пера лопатки и на фотоприемнике регенерируется интенсивность излучения, изменяющаяся периодически в зависимости от расстояния между торцом световода и торцом пера лопатки.

Интенсивность излучения 1 на фотоприемнике может быть вычислена по формуле:

$$I = 2I_0 \left(1 + \cos\left(\frac{4\pi}{\lambda}x_0 + \phi_0\right) \right), \tag{1}$$

где I_0 —интенсивность излучения лазерного диода, Вт/м²; λ - длинна волны излучения лазерного диода, мкм; x_0 — радиальный зазор, мкм; φ_0 - начальная фаза волны излучения лазерного диода, рад.

Никакой реальный источник оптического излучения не является идеально монохроматическим, а, следовательно, он имеет ограниченную длину когерентности. В излучении лазерного диода обычного присутствуют несколько мод, а суммарная ширина спектральной линии равна примерно 3...5 нм. Длина когерентности l_c связана с шириной спектра $\Delta \lambda$ следующим образом

$$l_{\rm c} = \frac{\lambda^2}{\Delta\lambda}, \qquad (2)$$

Луч, отраженный от торца волоконного световода и луч, отраженный от торца пера лопатки, имеют разные фазы. Оценить разность фаз этих световых лучей можно с помощью коэффициента фазы ξ по формуле:

$$\xi = \pi \frac{1}{l_c} , \qquad (3)$$

Формула (1) описывает полную интерференцию двух лучей одинаковой интенсивности. В общем случае их интенсивности могут существенно различаться. В волоконно-оптическом интерферометре луч, отраженный от торца световода оказывается на порядок более слабым, чем луч, отраженный от торца пера лопатки и попавший назад в волокно. В общем случае процент излучения от лопатки и возвращенного в волокно зависит от РЗ. Это связано с тем, что свет, исходящий из волокна, расходится под некоторым углом и лишь часть его, отраженная от лопатки, попадает обратно в волокно и участвует в интерференции. Кроме того, часть излучения поглощается поверхностью пера лопатки и не отражается. Следовательно, использование данного метода при измерении РЗ сопряжено с калибровкой на экспериментальной установке.

Опытным путем установлено, что точность данного метода достаточно высока при измерении РЗ до 1.5 мм. С увеличением РЗ для поддержания высокой точности требуется высокая мощность светового потока, а это ограничивается пропускной способностью оптоволоконного световода. Данное обстоятельство не позволяет применять методы на основе волоконно-оптических интерферометров при измерении РЗ последних ступеней компрессора ГТД, что является недостатком метода. К достоинствам метода, наряду с высокой точностью, можно отнести стойкость к электромагнитным излучениям.

Оптические методы измерения на основе лазерных интерферометров, также как и описанный выше метод, относится к гетеродинному классу [2]. Отличие заключается в том, что в лазерных интерферометрах принимаемый оптический сигнал может смешиваться с сигналом местного генератора (гетеродина), отличающегося по частоте. Это позволяет достичь большей точности измерения. Структурная схема лазерного интерферометра приведена на рис. 2.



Рис. 2. Структурная схема лазерного интерферометра

Рассматривая принципы и методы измерения, излучения лазера будем считать идеальной плоской волной. Интерферометр, состоящий из светоделителя, опорного или отражателя и измерительного отражателя (торца пера лопатки), настроен на бесконечно широкую полосу пропускания. Интенсивность интерференционного сигнала I на фотоприемнике изменяется по закону

$$I = I_0 + I \cos\left(\frac{4\pi x_0}{\lambda}\right),\tag{4}$$

где I_0 -постоянная составляющая интерференционного сигнала на фотоприемнике, BT/м²; I — переменная составляющая интерференционного сигнала на фотоприемнике, BT/м².

Как и в случае волоконно-оптического метода необходима калибровка. При увеличении РЗ мощность светового потока I, подводимая к фотоприемнику, уменьшается и наоборот. Выполнив калибровку можно построить полиномиальную зависимость выходного сигнала от величины РЗ.

Данный метод, по сравнению с методом на основе волоконно-оптических интерферометров, обладает большой чувствительностью из-за высокой монохроматичности светового излучения лазера. Кроме того, применение оптической системы позволяет использовать мощность светового потока, необходимую для измерения всего диапазона РЗ. К недостаткам метода можно отнести чувствительность к световым и электромагнитным наводкам из-за отсутствия оптического волокна и наличия массивного оптического аппарата. Наличие оптического аппарата также затрудняет препарирование ГТД лазерным интерферометрам.

К общим достоинствам рассмотренных оптических методов измерения РЗ также относится бесконтактность, дистанционность и возможность производить измерения как в статическом, так и в динамическом режимах.

Емкостной метод измерения

Емкостные методы измерения РЗ основаны на применении емкостных датчиков, емкость которых измеряется в зависимости от изменения РЗ. В качестве емкостного датчика широко используют плоский компенсатор, емкость которого может быть вычислена по формуле:

$$C = \frac{E_0 ES}{x_0} \quad , \tag{5}$$

где E_0 -диэлектрическая постоянная воздуха,

 $E_0 = 8.85 \cdot 10^{-12} \, \Phi/\text{м}; E$ - относительная диэлектрическая проницаемость среды; S – площадь обкладки конденсатора, м².

Измеряемая величина РЗ x_0 связана с емкостью датчика С обратной зависимостью. Структурная схема измерительной системы изображена на рис. 3.



Рис. 3 Структурная схема емкостной измерительной системы

Не вдаваясь в подробности, отметим, что существуют три основные схемы подключения емкостных датчиков к нормализатору сигнала: коаксиальная, псевдотриаксиальная, триаксиальная. На рис. 3 изображена триаксиальная схема, широко распространенная и обладающая наилучшими показателями качества.

В настоящее время установлено, что емкостные методы обладают рядом преимуществ по сравнению с другими методами:

- малое потребление энергии;
- простота изготовления емкостных датчиков;
- бесконтактность методов;

 высокая точность и чувствительность измерений;

-возможность измерения РЗ от десятых единиц до нескольких микрон.

К недостаткам емкостных методов следует отнести высокие требования к сопротивлению крепежных изолирующих деталей датчиков и необходимости работы на повышенной частоте.

Микроволновый метод измерения

Микроволновый метод измерения РЗ представляет собой адаптированный к условиям ГТД радиолокационный метод измерения расстояний с использованием электромагнитных СВЧ колебаний [3]. Он заключается в том, что расстояние l, пройденное до отражающего объекта, определяют через измерение разности фаз Дц излучаемого и принятого сигналов:

$$\Delta \phi = \frac{4\pi l}{\lambda} = \phi + 2\pi n , \qquad (6)$$

где l - измеряемое расстояние; λ – длина вол-

ны СВЧ колебания;
$$\phi = \left\lfloor \frac{4\pi l}{\lambda} \right\rfloor_{mod 2\pi}$$
 – разность

фаз, приведенная по модулю 2*π*, измеряемая фазовым детектором.

С учетом выражения (6) расстояние от источника излучения до отражающей поверхности будет определяться линейным выражением:

$$l = \phi \frac{\lambda}{4\pi} + \frac{\lambda n}{2} \quad , \tag{7}$$

где n = 0, 1, 2, ... - целое число, задаваемое исходя из априорной информации о диапазоне значений зазора или определяемое в процессе калибровки.

Основное преимущество микроволнового измерения состоит в том, что в точке измерения над торцами РЛ устанавливается только приемо-излучающая антенна. Радиоэлектронная аппаратура, обеспечивающая формирование зондирующих сигналов, прием отраженных сигналов и их обработку (активный микроволновый модуль) размещается в «комфортных» условиях на удалении от «горячей» точки. Передача зондирующих сигналов от микроволнового модуля к антенне и отраженного сигнала от антенны к микроволновому модулю может осуществляться с использованием коаксиальной или волноводной линии передачи сигналов значительной длины.

На первом этапе, на калибровочном стенде определяется коэффициент пропорциональности $\Delta l/\Delta \phi$ для заданного диапазона измерений РЗ (для зазора до 6 мм - 0,0121 мм/градус). На втором этапе производится калибровка системы на двигателе, обеспечивающая измерение радиального зазора с учетом погрешности установки антенной системы (торец антенной системы может быть заглублен в корпус турбины на 0,5...2,5 мм). Калибровка заключается в сопоставлении результатов механических измерений по каждой лопатке с результатами микроволновых измерений, выполненных при прокрутке ротора вручную или стартером и определения значения фазы соответствующей нулевому радиальному зазору.

Применение оптических систем измерения РЗ в ТВД потребует дополнительных конструктивных решений для организации защиты волноводов от продуктов сгорания. Аналогичные решения применены для измерения температуры рабочих лопаток оптическими пирометрами, где организована воздушная защита холодным воздухом (800 - 900 °C). Однако при измерении в нескольких точках подобная завеса изменит тепловое состояние статора, а следовательно и значение РЗ. Из других систем измерения наиболее распространены емкостные: FOGALE-nanotech - Франция; Тусо – Англия; Thermacoax – Франция; Capable – Англия и микроволновые системы: Meggit – Англия; Радарные технологии – 2Т, Россия. Системы разработки этих компаний широко применяются для измерения РЗ в компрессорах различных ГТД. Однако вопрос измерения РЗ в ТВД сегодня остается открытым. В связи с чем важно не только провести измерение, но и идентифицировать результаты измерения.

На данный момент в ОАО «Авиадвигатель» отработана методика и успешно проведены измерения РЗ ТВД авиационных ГТД с использованием емкостной (FOGALE-nanotech) и микроволновой (ООО «Радарные технологии -2Т») систем измерения. Результаты измерения после построения и настройке расчетных моделей будут использованы для выполнения оптимизации РЗ.

Оценка корректности измерений

При проведении измерения РЗ в процессе испытаний часто возникает необходимость оценки корректности измерений, связанная с возможной нештатной работой датчика и неоднозначностью влияющих факторов (высокой температуры, продуктов сгорания). Для чего, например, в ОАО «Авиадвигатель» кроме калибровки датчиков при холодных прокрутках ротора, о которых упоминалось ранее, проводился анализ достоверности данных, полученных при измерении РЗ: над рабочими лопатками 1 и 2 ступеней ТВД газогенератора ПД-14 емкостной системой; и рабочей лопаткой 1 ступени ТВД авиационного ГТД ПС-90А2 микроволновой системой. В ходе испытаний моделировалось воздействие одного из влияющих факторов, а результаты измерения сравнивались с расчетными. Во время снятия одной из дроссельных характеристик на прогретой машине в коллекторы обдува система автоматического управления радиальным зазором (САУРЗ) был подан холодный стендовый воздух ($t_{BO3Л} = 20$ °C) в количестве 1% от расхода через компрессор. Измеренная величина изменения среднего радиального зазора сравнивалась с расчетной величиной радиального перемещения корпуса ТВД, определенной по измеренной температуре корпуса. В силу того, что обороты ротора турбины при включении обдува корпуса поддерживались постоянными, то эти величины должны быть достаточно близки. Сравнение измеренных и полученных по упрощенной расчетной модели результатов в процессе испытаний показало их практически полное совпадение (рис. 4), для обоих систем.

Используя аналогичный подход, необходимо проверить индивидуальное влияние основных влияющих факторов: изменение температуры только лопатки, резкое изменение частоты вращения, изменение температуры ротора, изменение режимов работы САУРЗ. Зная влияние каждого из факторов на изменение РЗ, можно с большей точностью проводить анализ данных при проведении натурных испытаний. Следующим этапом в решении задачи оптимизации является

создание и верификация расчетных моделей, требующихся для определения РЗ.



Рис. 4. Сравнение результатов: измеренных и полученных по упрощенной расчетной модели

Моделирование радиальных зазоров

Ключевым моментном при расчетном моделировании изменения радиальных зазоров в турбине является точное определение ее теплового состояния в нестационарной постановке. Полученные на основании информации о тепловом состоянии результаты расчета НДС используются для определения взаимных относительных перемещений деталей ротора и статора турбины и анализа изменения осевых и радиальных зазоров при моделировании работы двигателя.

Основной проблемой выполнения подобных расчетов является верификация расчетных моделей теплового состояния, обусловленная как техническими трудностями (требуется достаточно большой объем термометрирования роторных деталей при ограниченном числе каналов), так и экономическими (высокая цена испытания). Испытания по измерению радиального зазора по РЛ ТВД необходимо выполнять с подробным термометрированием ротора и статора турбины (на испытаниях в ОАО «Авиадвигатель» более 60 замеров температуры на роторе и более 80 на статоре). Такой подход позволяет достаточно точно и быстро настроить модели теплового состояния ротора и статора, особенно в части согласования темпов их прогрева при различных переходных режимах.

Для анализа нестационарного теплового состояния в осесимметричной постановке расчетные модели и методики должны быть верифицированы по результатам испытаний. В ОАО «Авиадвигатель» используются методики, верифицированные при сертификации двигателя ПС-90А2.

Таким образом, может быть установлены максимальные и минимальные зазоры, момент «притирки» (касание лопаток о статор на начальном этапе работы), а так же общий характер изменения зазора в процессе работы двигателя. В дальнейшем эта информация должна быть использованная для оптимизации конструкции и настройки режимов работы САУРЗ.

Заключение

Рассмотрены бесконтактные методы измерения РЗ в газотурбинных двигателях. Для измерений РЗ над торцами РЛ ТВД выбраны два метода: емкостной и микроволновый. Оба метода позволяют проводить измерения при повышенных температурах, давлениях и наличиях продуктов сгорания. Описана методика оценки корректности измерений, благодаря которой имеется возможность использовать результаты натурных испытаний на газогенераторе ПД-14 и двигателе ПС-90А2. Однако для дальнейшей оптимизации РЗ должна быть проведена настройка моделей нестационарного теплового состояния ротора и статора ТВД, так же необходимо дорабатывать алгоритм расчета радиальных зазоров.

Литература

1. А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий «Основы проектирования авиационных двигателей и энергетических установок» Том 2.

2. В.П. Коронкевич, В.А. Ханов «Современные лазерные интерферометры». Новосибирск: Наука, 1985.

3. Справочник по радиолокации / Под ред. М. Сколника. Т. 1. - М.: Сов. радио, 1976. - 455 с.

4. Д.Г. Пенкин «Бесконтактные методы измерения радиальных зазоров компрессоров газотурбинных двигателей в процессе опытных испытаний». Измерения, контроль, диагностика 2008 г.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.А. Іноземцев, С.В.Бажин, М.А. Снітко. Питання оптимізації радіальних зазорів ТВТ авіаційного ГТД

Сформульовано завдання оптимізації величини радіального зазору. Виконаний огляд основних методів виміру радіального зазору над торцями робочих лопаток газотурбінного двигуна. Розглянуто їх переваги і недоліки. Описана методика перевірки коректності результатів виміру радіального зазору при випробуваннях газотурбінного двигуна. Показано, що результати, отримані із застосуванням ємкісної і мікрохвильової систем виміру достатньою мірою (0,08 мм) співвідносяться з результатами розрахунків. Описаний загальний підхід до побудови і налаштування розрахункових моделей радіального зазору.

Ключові слова: радіальний зазор, турбіна високого тиску, робоча лопатка, система виміру радіального зазору, авіаційний газотурбінний двигун.

A.A. Inozemcev, S.V. Bazhin M.A. Snitko. Issues of HPT tip clearances optimization in aero gas turbine engine

A problem of tip clearance optimization has been defined. Main methods of blades tip clearance measuring in gas turbine engine have been reviewed. A procedure of validating the results of tip clearance measurement during gas turbine engine tests has been described. Its advantages and disadvantages have been discussed. It has been shown that the results achieved using capacity and microwave measuring systems give a reasonable match (0.08 mm) with calculations results. A general approach to generation and setting of models for tip clearance calculation has been described.

Key words: tip clearance, high pressure turbine, blade, tip clearance measuring system, aero gas turbine engine.

УДК 621.452:587.5

А.Л. Капелевич¹. В.М. Ананьев²

^{1.}AKGears, LLC, CIIIA ^{2.}ФГУП «ЦИАМ им. П.И.Баранова», Россия

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

Повышение энергоемкости приводов авиационных изделий представляет собой важную задачу для конструкторов. Это позволяет увеличить передаваемый крутящий момент в пределах заданных размерных ограничений или добиться снижения массы и габаритов редуктора, если задан передаваемый крутящий момент. Это очень важно для снижения массы и габаритов редукторов приводов воздушных винтов, винтовентиляторов и вентиляторов газотурбинных двигателей, а также редукторов вертолетов. Существует несколько способов увеличения энергоемкости приводов, включая улучшение конструкции, материалов и технологий. В статье представлен подход, который позволяет оптимизировать кинематические схемы приводов и геометрические параметры зубчатых передач для достижения высокой энергоемкости. Это достигается путем оптимизации безразмерной функции объема редуктора, для которой может быть найден минимум посредством перераспределения внутреннего передаточного отношения между ступенями редукции. Приводится анализ кинематических схем для нескольких редукторов, посредством минимизации функций объема.

Ключевые слова: двигатель, вертолет, редуктор, кинематическая схема, оптимизация, зубчатые передачи.

Введение

Повышение энергоемкости зубчатых передач позволяет увеличить передаваемый крутящий момент при заданных размерах конструкции и уменьшить размер и массу авиационных зубчатых передач. Имеется несколько путей для увеличения несущей способности зубчатых приводов, которые включают совершенство конструкции, материалов и технологии.

В этой статье показаны методы, которые позволяют оптимизировать кинематическую схему редуктора, чтобы достичь высокой энергоемкости передачи. Вводится безразмерная функция объема редуктора, которая может быть минимизирована посредством оптимизации внутреннего передаточного отношения передач. Анализ кинематических схем различных редукторов позволяет определить минимумы функций их объемов и найти оптимальный вариант конструкции.

1. Понятие функции объема

Нагрузочная способность или энергоемкость трансмиссии определяется долговечностью рабочей поверхности шестерни, которая зависит от уровня допускаемых контактных напряжений. Для зубчатой передачи это может быть описано посредством коэффициента нагруженности передачи [1].

$$K_{o} = \frac{2 \times T_{I}}{d_{wI}^{2} \times b_{w}} \times \frac{i \pm 1}{i}, \qquad (1)$$

© А.Л. Капелевич, В.М. Ананьев, 2012

где: Т₁ – крутящий момент на ведущем колесе :

d_{w1}— делительный диаметр шестерни; b_w — длина линии контакта в зацеплении;

 $i = z_2/z_1$ – передаточное отношение;

z₁ и z₂ – числа зубьев шестерни и колеса;

знаки «+» внешнее зацепление, «-» внутреннее.

Для авиационных зубчатых передач, по статистике, в зависимости от нагруженности, $K_0 = 4.0 \div 12.0 \text{ M}\Pi a.$

Определение объема пары зубчатых колес показано на рис. 1.



Рис. 1. а - внешнее зацепление; b - внутреннее

Масса шестерни может быть представлена как

$$\mathbf{w}_1 = \boldsymbol{\rho} \times \mathbf{V}_1 \times \mathbf{K}_{\mathbf{v}1} \,, \tag{2}$$

где: *р*-плотность материала;

 $K_{\nu 1}$ –коэффициент использования объема шестерни.

Объем полоидного цилиндра шестерни

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \times d_{w1}^2 \times b_w , \qquad (3)$$

который с учетом (1), можно представить как

$$V_1 = \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_0} \times \frac{i \pm 1}{i}.$$
 (4)

Объем полоидного цилиндра колеса

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \times d_{w2}^2 \times b_w = i^2 \times V_1, \qquad (5)$$

где: d_{w2} – полоидный диаметр колеса. Общая масса двух зацепляющихся колес

$$w = w_1 + w_2 = \rho \times (V_1 \times K_{v1} + V_2 \times K_{v2}), \quad (6)$$

где: К $_{\sqrt{2}}$ — коэффициент использования объема колеса.

Подставляя в (6) выражения (4) и (5) получим

$$w = \rho \times \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_0} \times F_v , \qquad (7)$$

где: F_v — безразмерная функция объема передачи

$$F_{v} = F_{v1} + F_{v2} = \frac{i \pm 1}{i} \times (K_{v1} + i^{2} \times K_{v2}), \quad (8)$$

 F_{v1} и $F_{v1}\,$ - функции объема шестерни и колеса:

$$F_{v1} = \frac{i \pm 1}{i} \times K_{v1}$$
 и $F_{v2} = (i \pm 1) \times i \times K_{v2}$

Объем планетарной ступени определится из рис. 2, где индексы 1, 2, и 3 относятся к солнечному колесу, сателлиту и эпициклу, соответственно.



Рис. 2. Распределение объемов в планетарной ступени

Рабочие объемы полоидных цилиндров: солнца из (4), сателлита из (5), а эпицикла по формуле

$$V_{3} = \frac{\pi}{4} \times d_{w3}^{2} \times b_{wi} = p^{2} \times V_{1} \times K_{bw}, \qquad (9)$$

где: d_{w3} — делительный диаметр эпицикла; $K_{bw} = b_{wi} / b_{we};$ b_{we} и b_{wi} — длины линий контакта в

b_{we} и b_{wi} — длины линий контакта в зацеплениях солнце-сателлит и сателлит-эпицикл, соответственно;

 $p = |z_3 / z_1|$ внутреннее передаточное число планетарной ступени; $z_3 -$ число зубьев эпицикла.

Принимая одинаковую плотность материала зубчатых колес, получим общую массу планетарной передачи

$$w = w_1 + a_p \times w_2 + w_3 = \rho \times \times (V_1 \times K_{v1} + a_p \times V_2 \times K_{v2} + V_3 \times K_{v3}), \quad (10)$$

где: К $_{v3}$ — коэффициент полезного объема эпицикла;

а_р – количество сателлитов.

Подставляя (6) и (9) в (10) получим общий объем

$$\mathbf{w} = \rho \times \mathbf{V}_1 \times (\mathbf{K}_{v1} + \mathbf{u}^2 \times \mathbf{a}_p \times \mathbf{K}_{v2} + \mathbf{p}^2 \times \mathbf{K}_{v3} \times \mathbf{K}_{bw})$$

Учитывая (4) получим функцию объема планетарной передачи

$$F_{ve} = F_{ve1} + a_p \times F_{ve2} + F_{ve3} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times (K_{v1} + i^2 \times a_p \times K_{v2} + p^2 \times K_{v3} \times K_{bw})$$

$$(11)$$

где: функции объема

$$F_{vel} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times K_{vl}$$
 солнца (12)

$$F_{ve2} = \frac{i+1}{a_p} \times i \times K_{v2}$$
 сателлита (13)

$$F_{ve3} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times p^2 \times K_{v3} \times K_{bw}$$
эпицикла (14)

Чем больше сателлитов в планетарной ступени, тем меньше функция объема и более компактный редуктор. Коэффициенты полезного объема K_v зависят от конструкции колеса (сплошное или с отверстиями, с ободом и т.д.) и изменяются, приблизительно, в диапазоне: для ведущей шестерни (солнца) - 0.8 ÷ 1.0, для ведомой

- 156 -

шестерни (сателлита) — $0.3 \div 0.7$, для эпицикла — $0.05 \div 0.1$.

Солнце и сателлит контактируют выпуклыми поверхностями в то время как сателлит и эпицикл — выпуклой поверхностью с вогнутой. Это позволяет уменьшить длину линии контакта в зацеплении сателлита с эпициклом, чтобы достигнуть близкого по величине к внешнему зацеплению уровня контактных напряжений. При этом коэффициент 0.7 <K_b < 0.9. Когда входной крутящий момент и переда-

Когда входной крутящий момент и передаточное отношение заданы и выбран коэффициент нагруженности передачи К_о в соответствии с применением, функция объема позволяет определить размеры и массу редуктора на начальной стадии проектирования для различных вариантов кинематических схем.

2. Функции объема зубчатых передач для различных кинематических схем

Функции объема приведены для четырех различных двухступенчатых схем.

2.1 Схемы с внешними зацеплениями (рис. 3)



Рис. 3. а – однопоточная схема; b – двухпоточная схема.

Редукторы такой простой схемы имеют минимальное количество шестерен и подшипников. Это наиболее дешевые и потенциально более надежные приводы. Общее передаточное отношение равно

$$\mathbf{i}_t = \mathbf{i}^{\mathrm{I}} \times \mathbf{i}^{\mathrm{II}} \,, \tag{19}$$

где индексы «І» и «ІІ» обозначают первую и вторую ступени редукции.

Функция объема такой схемы

$$F_{v} = \frac{i^{I} + 1}{n_{b}} \times (\frac{K_{v1}^{I}}{i^{I}} + n_{b} \times i^{I} \times K_{v2}^{I}) + \frac{i^{I}(i^{II} + 1)}{n_{b}} \times (\frac{n_{b} \times K_{v1}^{II}}{i^{II}} + i^{II} \times K_{v2}^{II}) , \qquad (20)$$

где: n_b -число потоков мощности.

2.2 Планетарная схема «Звезда» (рис. 4)



Рис. 4. Двухрядная схема «Звезда»

Эта схема обеспечивает более компактный и легкий редуктор по сравнению со схемой рис. 3, потому что число передающих ветвей (сателлитов) составляет $a_p \ge 3$. Сателлиты в этой схеме не вращаются вокруг солнца, что делает их смазку более простой. Общее передаточное отношение

$$\mathbf{i}_{t} = \mathbf{p}^{\mathrm{I}} \times \mathbf{p}^{\mathrm{II}} \,. \tag{15}$$

Функция объема этой схемы

$$F_{v} = F_{ve}^{I} + p^{I} \times F_{ve}^{II} .$$
 (15)

2.3 Схема планетарной передачи (Рис. 5)





Рис. 5. Двухрядная планетарная передача

Схема этой планетарной передачи более компактна, чем «звезда» (рис. 4), т.к. обеспечивает большее передаточное отношение

$$i_t = (1 + p^I) \times (1 + p^{II}).$$
 (23)

Функция объема для этой схемы

$$F_v = F_{ve}^I + (1+p^I) \times F_{ve}^{II}$$
. (24)

2.4 Планетарно-дифференциальная схема (рис. 6)

Первой ступенью является дифференциал.



Рис. 6. Планетарно-дифференциальная схема

Вторая ступень по схеме «звезда» с остановленным водилом. Мощность передается к выходному валу двумя потоками: через водило первой ступени и эпицикл второй ступени. Общее передаточное отношение

$$\mathbf{i}_{t} = \mathbf{1} + \mathbf{p}^{\mathrm{I}} + \mathbf{p}^{\mathrm{I}} \times \mathbf{p}^{\mathrm{II}} \,. \tag{25}$$

Функция объема этой схемы

$$F_{v} = F_{ve}^{I} + \frac{p^{I}}{1+p^{I}} \times F_{ve}^{II}$$
 (26)

3. Оптимизация внутреннего передаточного отношения

Распределение передаточных отношений внутри редуктора может быть оптимизировано, чтобы достичь минимальной функции объема. Для двухступенчатого редуктора минимум функции объема $F_v = f(p^I, p^{II})$ достигается, когда первые производные $d(F_v)/d(p^I)$ или $d(F_v)/d(p^{II})$ равны нулю.

На рис. 7 приведены зависимости функций объема от передаточного отношения первой ступени для схем рис.3 с общим передаточным отношением i = 15. Коэффициенты заполнения объема приняты: для шестерни $K_{v1} = 0.8$ и для колеса $K_{v2} = 0.5$.



Рис. 7. а - схема рис. 3а; b - схема рис. 3b

Из рис. 7 видно, что минимум функции объема для схемы с двумя потоками передачи мощности значительно меньше, чем для однопоточной схемы при большей нагруженности. Результаты минимизации функции объема и оптимальные передаточные отношения представлены в табл. 1.

Таблица 1

Общее передат. отно	15		
Число потоков мощ	1 (рис.3а)	2(рис.3b)	
Минимум функции	50.47	33.7	
Флитина облама	1-й ряд	12.48	8.3
Функция объема	2-й ряд	38.0	25.4
внутр. переда-	1-й ряд	4.3	3.47
точное число, р	2-й ряд	3.47	4.33

На рис. 8 показаны кривые функции объема от передаточного числа второй ступени планетарной схемы (рис. 4, 5 и 6) с общим передаточным отношением і = 15. Обе ступени имеют по 3 сателлита. Коэффициенты полноты объема приняты: солнца $K_{v1} = 0.8$, сателлитов $K_{v2} = 0.5$, эпицикла $K_{v3} = 0.1$. Коэффициент эффективной ширины шестерен в зацеплении с эпициклом принят $K_{b} = 0.75$.



Рис. 8. Кривые функции объема: а – схема рис. 4; b – схема рис. 5; с – схема рис. 6

- 158 -

На рис. 8 показано, что минимум функции объема для планетарно-дифференциальной схемы имеет преимущество в сравнении со схемами «звезда» и планетарной, потому что часть мощности передается через водило первой ступени напрямую к выходному валу и вторая ступень меньше нагружена. Результаты минимизации функции объема и оптимального передаточного отношения представлены в таблице 2.

После определения минимальной функции объема и передаточных отношений, индивидуальные функции объема могут быть определены с использованием формул (10), (11), (16), (17) и (18).

Общее передат. отношение		15		
Схема (рис. 8)		a	b	c
Min. функции объема		14.3	9.7	4.1
Функция	1-й ступени	3.2	2.0	2.2
объема	ьема 2-й ступени		7.6	1.9
Внутрен-	1 ст. солн./сат.	1.55	0.97	1.1
нее пере- 2 ст. солн./сат.		1.33	0.91	1.2
даточное	1 ст. эпиц./сат.	4.11	2.93	3.2
число, р 2 ст. эпиц./сат.		3.65	2.82	3.4

Тогда объем полоидного цилиндра каждой шестерни принимается (4)

$$V = \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_0} \times F_v .$$
 (27)

Таблица 2

Используя (3) и (4) получим

$$d_{w}^{2} \times b_{w} = \frac{4}{\pi} \times V = \frac{2 \times T_{1}}{K_{v} \times K_{0}} \times F_{v}$$
(28)

или

$$d_{w} = \sqrt[3]{\frac{2 \times T_{1} \times F_{v}}{K_{v} \times K_{0} \times \psi}},$$
(29)

где: $b_w/d_w \ge 0.05 \div 1.2$ [1].

Это позволяет определить все диаметры шестерен и размеры всех шестерен в сборе.

Однако общий объем и масса не находятся в прямой зависимости от функции объема. Доля объема шестерен и масса обычно выше для простых схем, подобных передаче с внешними зубьями. В более сложной планетарной схеме эта доля должна быть много меньше, из-за большего количества и объема других деталей редуктора, таких как водило, подшипники, валы, агрегаты масляной системы и др. Статистические данные о доле объема для выбранного типа схемы позволяют определить приблизительные размеры редуктора. Во многих случаях, редуктор является собранным из узлов и минимизация размера и массы должна быть рассмотрена, чтобы достичь минимальных характеристик других параметров целого продукта, включая такие как стоимость, ресурс, шум и вибрации и т.д.

Использование функции объема позволяет оценить объем и массу схемы на стадии технического предложения. Следующая фаза проектирования редуктора включает расчет шестерен и других деталей, а анализ напряжений позволяет более точно определить объем и массу редуктора.

4. Выбор геометрии зубчатых передач для высоконагруженных приводов

Для повышения энергоемкости высоконагруженных авиационных редукторов применяются зубчатые передачи повышенной несущей способности.

К таким передачам относятся цилиндрические прямозубые зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия больше двух ($\varepsilon_{\alpha} \ge 2$) и передачи с асимметричными зубьями.

В передачах с $\varepsilon_{\alpha} \ge 2$ нагрузка в зацеплении распределяется между двумя или тремя зубьями, что снижает изгибные напряжения на 15-20%, контактные — на 20-30% и виброактивность в 2 - 5 раз по сравнению со стандартными передачами ($\alpha = 25^\circ$, $h_a = 1$). Для их использования необходимо применять теплостойкие стали и высокую точность изготовления [1].

Применение асимметричных зубьев дает возможность одновременно увеличить коэффициент перекрытия и угол зацепления выше, чем у обычных передач [2]. Это приводит к снижению напряжений: изгибных на 15-25%, контактных – на 20-30% и увеличению КПД [3].

Выводы

- Введена безразмерная функция объема, связанная с энергоемкостью редукторов.

- Описаны функции объема зубчатых передач для пары зубчатых колес и ступени планетарной передачи.

- Проанализированы функции объема для различных схем двухступенчатых передач и найдены их минимумы и оптимальное распределение передаточных отношений по ступеням.

Литература

1. Вулгаков Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редукторы [Текст]: справ. / Вулгаков Э.Б. и др. – М.: Машиностроение, 1981.

2. Kapelevich A.L. «Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth», Mechanism and Machine Theory, 2000, Issue 35, pp. 117-130.

3. A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich. Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine

Gearbox, Gear Technology, January/February 2008, pp. 60 - 65.

Поступила в редакцию 31.05.2012

A.L.Kapelevich, V.M. Ananyev. Maximization of transmission density of aviation gearboxes

Maximization of transmission density of aviation gear drives is an important task for the designers. It allows to increase the transmitted torque within the specified size limits or to reduce the mass and size of the gear drive for the specified torque. This is very important for gearboxes of propellers, turboprop and turbofan engines, as well as helicopter gearboxes. There are many ways to increase transmission density of gear drive, including improvement of design, materials, and manufacturing technology. This paper presents an approach that allows optimizing gearbox kinematic arrangement and gear tooth geometry to achieve high gear transmission density. It introduces dimensionless gearbox volume functions, which can be minimized by the internal gear ratio distribution optimization. Different gearbox arrangements are analyzed to define a minimum of the volume functions.

Key words: engine, helicopter, gearbox, kinematic arrangement, optimization, gears.

УДК 621.378:535

Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ (КНИТУ-КАИ), Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИСКОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

Приведены результаты экспериментальных исследований резонансных частот и форм колебаний круглых закрепленных в центре пластин (дисков) постоянной толщины, изготовленных из различных конструкционных материалов, методом голографической интерферометрии.

Составлены таблицы резонансных форм колебаний дисков. Исследованы влияния на резонансные характеристики размеров, материала дисков, способов подвода вибраций. Выявлены кратные формы колебаний. Построены графические зависимости резонансных частот от чисел узловых диаметров и узловых окружностей, позволяющие исключить пропуски гармоник. По результатам экспериментальных исследований колебаний круглых закрепленных в центре пластин (дисков) постоянной толщины определены значения частотных коэффициентов для 36 гармоник.

Результаты исследований использованы при решении практических задач колебаний и прочности реальных дисков.

Ключевые слова: круглые закрепленные в центре пластины, диски, резонансные частоты, формы колебаний, голографическая интерферометрия, частотные коэффициенты.

При проектировании и изготовлении дисков, рабочих колес газотурбинных двигателей, работающих при значительных динамических нагрузках, определяются резонансные частоты и формы колебаний.

Прежде чем приступать к исследованию реальных рабочих колес, дисков основополагающие результаты можно получить при изучении колебаний круглых пластин постоянной толщины. Как правило, толщина рабочего диска h мала по сравнению с наружным радиусом R_{∂} . Это дает возможность рассматривать диск как тонкую пластину и использовать результаты, полученные при исследованиях колебаний круглых пластин [1].

Проводились исследования резонансных частот и форм колебаний круглых закрепленных в центре пластин (дисков) постоянной толщины, изготовленных из различных конструкционных материалов.

Экспериментальная часть работы выполнялась на голографической установке, описанной в работе [2].

Диск насаживался в вертикальном положении и крепился жестко на оси, проходящей через его центр. Колебания возбуждались пьезоэлектрическим вибратором. Применялись различные способы возбуждения колебаний: вибратор подводился к полотну диска, перпендикулярно к оси крепления диска или в направлении оси крепления диска. Звуковые сигналы от вибрирующего диска регистрировались двумя микрофонами: конденсаторным микрофоном, адаптированным к компьютеру, и микрофоном шумомера.

Диапазон измеренных частот составил 100 – 65000 Гц.

Формы колебаний дисков исследовались голографическим методом усреднения по времени. Были получены голографические интерферограммы более 100 видов гармоник диска на резонансных частотах. Одновременно выполнялись расчеты вибрационных характеристик с применением аналитических и численных методов.

Определенную форму колебаний диска обозначали символом F_{sn} , где s – число узловых окружностей, n – число узловых диаметров.

Знание последовательности появления форм колебаний однородного диска позволяет исключить вероятность пропуска резонансной моды.

На рис. 1 полученные экспериментально формы колебаний диска систематизированы по мере возрастания количества узловых окружностей *s* и узловых диаметров *n*. В правом верхнем углу ячейки проставлена очередность появления данной формы.

Первой появляется форма колебаний F_{01} – с одним узловым диаметром, а не зонтичная F_{00} , как отмечается в ряде теоретических работ, например, в работе [1]. Форме F_{01} соответствует меньшая резонансная частота и деформация диска,

© Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева, 2012

чем по форме F_{00} . Далее появляются формы колебаний по мере усложнения деформаций: F_{02} ,

 F_{03}, F_{04} , то есть с двумя, тремя, четырьмя узловыми диаметрами.



Рис. 1. Резонансные формы и частоты колебаний диска постоянной толщины диаметром D = 162 мм, толщиной h = 2 мм из стали 12X18H10T, полученные экспериментально

Исследователей прочности дисков интересуют ют обычно формы низкочастотных колебаний, характеризуемые наибольшими деформациями и напряжениями. Наиболее опасными являются формы с узловыми диаметрами.

Шестой по счету является форма колебаний с одной узловой окружностью (s = 0), то есть F_{10} . Далее появляется форма F_{11} , затем F_{05} , и при s = 1 два F_{12} , три F_{13} диаметра.

У всех исследованных дисков резонансные формы колебаний F_{sn} в пределах формы F_{55} появлялись в одной и той же последовательности: F_{01} , F_{00} , F_{02} , F_{03} , F_{04} , F_{10} , F_{11} , F_{05} , F_{12} , F_{13} , F_{20} , F_{21} , F_{14} , F_{15} и т.д. с некоторой периодичностью.

По данным подобных экспериментальных таблиц построены графические зависимости резонансных частот f от чисел узловых диаметров и окружностей, наглядно демонстрирующие установленные закономерности. На рис. 2 приведены зависимости f = f(n, s) для дисков диаметром D = 160 мм толщинами h = 1 мм, 2 мм, 3 мм, изготовленных из стали 45.



Рис. 2. Зависимости резонансных частот *f* от чисел узловых диаметров *n* и узловых окружностей *s* для дисков различной толщины

Для дисков из дюралюминия размерами D = 160 мм, h = 1 мм, 2 мм, 3 мм графические зависимости f = f(n, s) практически совпадают.

Такие графики наглядно показывают характер зависимостей f = f(n, s) и позволяют прогнозировать невыявленные резонансные частоты и формы колебаний.

В ходе экспериментов было установлено, что формы колебаний однородного диска являются устойчивыми. На картину форм не влияют ни размеры диска, ни материал, из которого они изготовлены. Отличаются только резонансные частопы.

Однородные диски постоянной толщины представляют собой поворотно-симметричные системы. Одной из особенностей колебаний таких систем является наличие в резонансном спектре пар форм с совпадающими частотами. Такие пары могут образовываться из форм с одинаковым количеством *n* узловых диаметров.

Информация об экспериментально полученных таких формах, называемых кратными, опубликована только в работе [3]. О кратных формах, рассчитанных аналитически, говорится в работе [4]. Кратные формы имеют одинаковое количество узловых диаметров и окружностей, отличие состоит во взаимном повороте узловых диаметров на некоторый угол. При теоретических расчетах такие формы имеют одинаковые частоты. Однако при колебаниях реальных объектов резонансные частоты кратных форм отличаются. Это можно объяснить нарушением различного рода симметрии. К ним можно отнести геометрическую, массовую и упругую неоднородность; неточность граничных условий (недостаточно точная центровка посадочного отверстия).

На рис. 3 приведены кратные формы колебаний диска из стали 45 с h = 2 мм и D = 160 мм.



Рис. 3. Кратные формы *F*₂₁ колебаний однородного диска

Диски совершают резонансные колебания по форме F_{21} - две узловые окружности и один узловой диаметр. Различие резонансных частот составило приблизительно 100 Гц, угол взаимного поворота узловых диаметров – 90°.

Кратные формы колебаний были установлены на дисках разных размеров и материалов.

Несовпадение частот определяется степенью и характером асимметрии пластины. Поэтому очевидно, что теоретический расчет резонансных частот кратных форм колебаний реальных объектов представляет сложную задачу, поскольку причины асимметрии реальных объектов практически неопределимы. Следовательно, определение резонансных частот кратных форм реальных объектов возможно только экспериментальным путем.

Результаты исследований показали, что одна и та же гармоника может появляться на различных резонансных частотах. В рассмотренных примерах разница частот достигала 100 Гц. Поворот картины узловых линий – 45° – 90°.

В процессе экспериментальных работ исследовалось влияние различных способов возбуждения колебаний круглой пластины на резонансные частоты и формы колебаний.

Рассматривались три способа возбуждения: при подводе пьезоэлектрического вибратора к полотну диска, перпендикулярно и вдоль оси диска.

Резонансные частоты колебаний при различных способах возбуждения различались незначительно, в пределах погрешности измерений.

Картины форм колебаний были идентичными, повторялись при различных способах возбуждения. Следует отметить, что при первом способе возбуждения проявлялись преимущественно диаметральные формы колебаний. Невозможно было получить зонтичную и низшие окружные формы колебаний.

При третьем способе возбуждения колебаний пластины превалировали окружные формы колебаний, невозможно было получить низшие диаметральные формы колебаний. Наиболее универсальным способом оказался второй. При таком способе возбуждения проявлялись и зонтичная, и диаметральные, и окружные формы колебаний.

Применительно к турбомашинам представляет практический интерес расчет собственных частот колебаний дисков, закрепленных в центре.

Для расчета необходимо знать частные коэффициенты. Для дисков, закрепленных в центре, такие сведения практически отсутствуют.

Поэтому были проведены расчеты частотных коэффициентов *α* по результатам экспериментального определения резонансных частот.

Расчет значений α проводился по известной формуле из работы [5], приведенной к виду

$$\alpha = 2\pi R^2 f \sqrt{\frac{\rho h}{D}}, \qquad (1)$$

Для удобства анализа формула (1) была преобразована к виду

$$\alpha = 2\pi f / GM, \qquad (2)$$

где *G* – геометрическая характеристика пластины, *M* – характеристика материала.

Значения характеристик M для исследованных материалов были приведены в работе [6]. Разброс значений M составил 1...3%. Это, в свою очередь, определяет практически одинаковые резонансные частоты дисков из исследованных материалов с одинаковой геометрической характеристикой G. Влияние геометрической характеристики размеров диска G на резонансные частоты дисков с различными значениями толщины h и диаметра D (радиуса R) можно оценить по графическим зависимостям h = f(R, G) (рис. 4).



Рис. 4. Соотношение толщины *h* и радиуса *R* пластины при одинаковых резонансных частотах и значениях *G*

Линии G = const для каждой гармоники являются линиями постоянной частоты при различных значениях *h* и *R*. Так, например, при $G = 5 \cdot 10^{-4}$ мм⁻¹ (кривая 5) одинаковые частоты собственных колебаний имеют диски с R = 80 мм и h = 3,2 мм, R = 100 мм и h = 5 мм, R = 120 мм и h = 7,2 мм и т.д.

При расчете частотных коэффициентов α по формуле (2) для 14 разных дисков разброс значений для каждой моды составил в пределах 10-ти процентов. Следовательно, с указанной точностью каждой форме колебаний соответствует определенное значение частотного коэффициента, мало зависящее от размеров и материала дисков. По полученным коэффициентам для каждой F_{sn} были вычислены средние значения (табл. 1).

Таблица 1

Форма		Форма		Форма	
колебаний	α_{cp}	коле-	α_{cp}	коле-	α_{cp}
F_{sn}		баний		баний	
		F_{sn}		F_{sn}	
F_{00}	3,81	F_{20}	61,54	F_{40}	202,50
F_{01}	2,07	F_{21}	64,54	F_{41}	205,24
F_{02}	5,48	F_{22}	84,21	F_{42}	236,20
F_{03}	11,03	F_{23}	109,55	F_{43}	269,15
F_{04}	17,18	F_{24}	136,45	F_{44}	302,99
F_{05}	27,97	F_{25}	172,97	F_{45}	396,30
F_{10}	20,51	F_{30}	121,12	F_{50}	294,61
F_{II}	23,14	F_{31}	128,30	F_{51}	300,01
F_{12}	34,49	F_{32}	152,44	F_{52}	355,00
F_{13}	51,76	F_{33}	187,51	F_{53}	397,35
\overline{F}_{14}	68,79	F_{34}	221,65	\overline{F}_{54}	467,84
\overline{F}_{15}	92,31	F_{35}	263,80	F_{55}	532,92

Расхождение полученных значений α с имеющимися некоторыми теоретическими значениями в работах других авторов, например [6], для первых четырех гармоник составило менее 1,5%.

Экспериментальные значения частотных коэффициентов для дисков постоянной толщины с определенной точностью можно применять при предварительных расчетах собственных частот колебаний дисков, близких по форме.

Определение резонансных частот и форм колебаний объектов методом голографической интерферометрии является достаточно трудоемкой, тонкой работой и требует значительных материальных затрат. Аналитические методы весьма приближенные и также достаточно трудоемкие. Поэтому проводился численный расчет резонансных частот и форм колебаний методом конечных элементов с учетом экспериментальных данных.

Результаты исследований были использованы при решении вопросов колебаний и прочности реальных изделий: рабочих дисков компрессоров, крыльчаток, дисков диспергаторов.

- 164 -

Литература

1. Левин А.В. Рабочие лопатки и диски [Текст]/ А.В. Левин, — М.: Госэнергоиздат, 1953. — 624 с.

2. Макаева Р.Х. Определение вибрационных характеристик деталей ГТД методом голографической интерферометрии [Текст]/ Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева // Изв. вузов. Авиац. техника. -2007.- № 1.- С. 78 - 80.

3. Смирнов В.А. Расчет частот и форм колебаний круглой пластинки [Текст]/ В.А. Смирнов, М.П. Нанасов – Перспективы развития строительных конструкций. Материалы научн.-практич. конф. – Л.: ЛДНТП, 1987. -С. 68 – 72.

4. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст]/ В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

5. Бабаков И.М. Теория колебаний [Текст]/ И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.

6. Макаева Р.Х. Определение собственных частот и форм колебаний диска постоянной толщины, закрепленного в центре [Текст]/ Р.Х. Макаева, А.М. Царева, А.Х Каримов // Изв. вузов. Авиац. техника. -2008. - № 1. - С. 41 – 45.

Поступила в редакцию 01.05.2012

R.Kh. Makayeva, A.Kh. Karimov, A.M. Tzareva. Investigation of resonance vibration mode of disks with use of the holographic interferometry

The results of experimental investigations of resonance vibration frequencies and mode for constant thickness centrally-secured disks from different material are presented. The investigations are carried out using the method of holographic interferometry.

The table of resonance vibration mode was done. The effects of sizes, material of disk, and the means of vibrations on resonance behaviors were investigated. The multiple vibration modes were determined.

The values of frequency coefficients were specified for 36 harmonics of constant thickness centrally-secured disks using the results of investigations. The table of relation of resonance frequencies from the quantity nodular diameters and circles were done.

The results of investigations were applied to solution of practical problems of vibration and strength of the real disks.

Key words: constant thickness centrally-secured plate, disks, resonance vibration frequencies and mode, holographic interferometry, frequency coefficients.

УДК 539.3

В.И. Ершов, З.Г. Ершова

Тутаевский филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А.Соловьева», Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОДКРЕПЛЕННЫХ ОБОЛОЧЕК

Исследуются низкочастотные колебания оболочек вращения, имеющих два края. На одном краю задаются различные варианты граничных условий. Другой край жестко соединен с плоским упругим кольцом постоянного поперечного сечения. Асимптотическим методом исследуется зависимость низших частот от вида граничных условий на одном краю и от размеров поперечного сечения кольца. Построен итерационный процесс удовлетворения граничных условий и вычисления частоты. Для некоторых случаев получены явные формулы наинизшей частоты колебаний. Результаты исследований могут быть полезны при прочностном анализе конструкций, в состав которых входят оболочки вращения.

Ключевые слова: оболочка вращения, низкочастотные колебания, параметр частоты, форма колебаний.

Введение

Современная техника в широких масштабах использует тонкие упругие оболочки. Конструкции, в которые входят оболочки, находят большое применение в строительстве, приборостроении и других областях. Такие конструкции могут находиться в различных условиях, в частности под воздействием динамических нагрузок. Поэтому актуальным является расчет частот собственных колебаний оболочек, т.к. знание этих характеристик позволит избежать явления резонанса. В настоящей статье рассматриваются свободные низкочастотные колебания оболочек вращения имеющих два края. На одном краю задаются различные варианты идеализированных граничных условий, допускающих тангенциальные возможные изгибания срединной поверхности оболочки. Другой край жестко соединен с плоским упругим кольцом. Исследуется зависимость низших частот от вида граничных условий на одном краю и от размеров поперечного сечения кольца.

1. Постановка задачи

Исследование колебаний оболочечной конструкции будем проводить при следующих условиях: кольцо не является тонкостенным, поперечное сечение кольца имеет две оси симметрии и одна из этих осей лежит в плоскости кольца, центр тяжести поперечного сечения совпадает с центром изгиба, поперечное сечение кольца не деформируется при его нагружении. В дальнейшем будем рассматривать такие кольца, попереч-

© В.И. Ершов, З.Г. Ершова, 2012

ное сечение которых имеет форму прямоугольника.

Уравнения колебаний кольца, соединенного с оболочкой в случае ортогонального подкрепления возьмем в виде [1].

$$\begin{aligned} &-\frac{E_kF_k}{R_k^2}\left(mv_k+w_k\right) - \frac{E_kY_1m^2}{R_k^4}\left(mw_k+v_k\right) - \\ &-\left(S_1 + \frac{H}{R_2}\right) + \rho_kF_kp^2v_k = 0 \end{aligned}$$

$$-\frac{E_{k}Y_{2}m^{2}}{R_{k}^{3}}\left(\frac{m^{2}}{R_{k}}u_{k}-\gamma_{k}\right)+\frac{G_{k}Y_{k}m^{2}}{R_{k}^{3}}\left(\gamma_{k}-\frac{u_{k}}{R_{k}}\right)-$$
$$-T_{1}+\frac{mb_{*}}{2R_{k}}\left(S_{1}+\frac{H}{R_{2}}\right)+\rho_{k}F_{k}p^{2}u_{k}=0$$
(1)

$$-\frac{E_{k}Y_{1}m^{3}}{R_{k}^{4}}(mw_{k}+v_{k})-\frac{E_{k}F_{k}}{R_{k}^{2}}(mv_{k}+w_{k})+\left(N_{1}-\frac{mH}{B}\right)+\rho_{k}F_{k}p^{2}w_{k}=0$$

$$-\frac{G_k Y_k m^2}{R_k^2} \left(\gamma_k - \frac{u_k}{R_k}\right) + \frac{E_k Y_2}{R_k^2} \left(\frac{m^2}{R_k} u_k - \gamma_k\right) - M_1 + \frac{b_*}{2} \left(N_1 - \frac{mH}{B}\right) = 0$$

где u_k, v_k, w_k - перемещения центра тяжести поперечного сечения кольца, $\gamma_k\;$ - угол закручивания поперечного сечения кольца, Е_k, G_k - модули Юнга и сдвига материала кольца, F_k - площадь поперечного сечения кольца, Y1, Y2 - осевые моменты инерции сечения кольца, Y_k - моменты инерции поперечного сечения кольца при кручении, R_k - радиус срединной линии кольца, ρ_k - плотность материала кольца, *m* - число волн в окружном направлении, b_{*} a_{*} - высота и ширина поперечного сечения кольца, В - расстояние от срединной поверхности оболочки до оси вращения, T₁,S₁,N₂ - тангенциальные и перерезывающее усилие в оболочке, M₁ - изгибающий момент, н - момент кручения, р - частота собственных колебаний оболочки.

Уравнения (1) можно рассматривать в качестве граничных условий, соответствующих соединению оболочки с кольцом.

Исследуем зависимость частоты колебаний от вида граничных условий на одном краю и от размеров поперечного сечения кольца.

Представим размеры поперечного сечения кольца в виде

$$a_* = a_k h^a, b_* = b_k h^b,$$
 (2)

где h — относительная толщина оболочки (величину h — можно считать малым параметром).

Область изменения параметров ограничивается следующими неравенствами

$$0 \angle a \le 1, \quad 0 \angle b \le 1, \tag{3}$$

а исследование зависимости частоты от размеров поперечного сечения кольца сведем к исследованию зависимости от двух параметров а и b, удовлетворяющих неравенствам (3). Для проведения асимптотического анализа предлагается два метода последовательных приближений. Для относительно тонких колец определяющей является деформация оболочки, а кольцо рассматривается как возмущающий объект. Для относительно толстых колец наоборот — определяющей является деформация кольца, а оболочка рассматривается как возмущающий объект.

Введем в рассмотрение параметр частоты λ , которой связан с круговой частотой р следующим соотношениям

$$\lambda = \rho \left(1 - v^2 \right) p^2 E^{-1} \tag{4}$$

где ρ - плотность, _Е - модуль Юнга, v - коэффициент Пуассона, материала оболочки.

Параметр частоты колебаний будем определять по формуле Рэлея [2].

$$\lambda = \frac{1}{T} \left[\Pi_{\rm E} + \frac{L^2}{12} \Pi_{\rm x} - \frac{(1 - v^2)}{\rm Eh} (L_2 - L_1) \right]$$
(5)

где $\Pi_E \Pi_x$ — пропорциональны потенциальным энергиям растяжения-сжатия и изгиба-кручения оболочки, величины Т и L пропорциональны кинетической энергии оболочки и работе краевых сил и моментов.

В работе изучается сверхнизкие частоты. Оболочка будет колебаться с такими частотами, если

форма колебании близка к чистому изгибу[2].

2. Низкочастотные колебания подкрепленных оболочек с граничными условиями шарнирного опирания

На одном краю оболочки выполнены условия шарнирного опирания.

$$T_1 = v_1 = w_1 = M_1 = 0 (6)$$

где v, w — проекции смещения точек срединной поверхности оболочки на направления параллели и внутренней нормали. Для определения частоты по формуле (5) необходимо задать форму колебаний. Причем эта форма должна удовлетворять граничным условиям и уравнениям движения оболочки.

В основу расчета положим метод расчленения. Полное напряженное состояние представляется в виде суммы основного напряженного состояния, распространяющегося на всю оболочку, и краевых эффек-

тов, возникающих вблизи краев оболочки [3].

Метод расчленения характеризуется и тем, что для каждого из напряженных состояний выделяются свои граничным условия.

Для граничных условий (6) расчленение является тривиальным. Для основного напряженного состояния первые два, для краевого эффекта последние два уравнения в (6).

Для граничных условий, соответствующих подкреплению оболочки кольцом, такого естественного разделения провести нельзя. Однако это можно сделать, если построить линейные комбинации этих условий. Комбинации граничных условий берем в следующем виде

$$\frac{E_{k}Y_{1}m^{2}(m^{2}-1)(mw_{k}+v_{k})}{R_{k}^{4}} - S_{1} + mN_{1} + \rho_{k}F_{k}p^{2}\left(v_{k} + mw_{k} + \frac{mb_{*}}{2}\gamma_{k}\right) = 0$$

$$-\frac{G_{k}Y_{k}m^{2}(m^{2}-1)}{R_{k^{3}}}\left(\gamma_{k}-\frac{u_{k}}{R_{k}}\right)-T_{l}-\frac{m^{2}}{R_{k}}M_{l}+$$

$$+\frac{mb_{*}}{2R_{k}}(S_{l}+mN_{l})+\rho_{k}F p^{2}u_{k}=0$$
(7)

$$-\frac{E_{k}Y_{1}m^{3}(mw_{k}+v_{k})}{R_{k}^{4}} + \frac{E_{k}F_{k}(mv_{k}+w_{k})}{R_{k}^{2}}$$
$$-N_{1} + \rho_{k}F_{k}p^{2}\left(w_{k} + \frac{b_{*}}{2}\gamma_{k}\right) = 0$$

$$-\frac{G_k Y_k m^2}{R_k^2} \left(\gamma_k - \frac{u_k}{R_k}\right) + \frac{E_k Y_2}{R_k^2} \left(\frac{m^2}{R_k} u_k - \gamma_k\right) =$$
$$= M_1 + \frac{b_*}{2} N_1 = 0$$

$$-\frac{E_{k}F_{k}}{R_{k}^{2}}\left(mv_{k}+w_{k}\right)-\frac{E_{k}Y_{1}m^{2}}{R_{k}^{4}}\left(mw_{k}+v_{k}\right)-\left(S_{1}+\frac{M}{R_{2}}\right)+\rho_{k}F_{k}p^{2}v_{k}=0$$

Первые два условия являются основными, а последние два – дополнительными. На основе (6) и (7) строится следующий итерационный процесс удовлетворения граничных условий. Интегралы чистого изгиба удовлетворяют в нулевом приближении основным граничным условиям.

В дополнительных граничных условиях возникают невязки. Их снимаем, вводя в рассмотрение интегралы краевого эффекта. Для удовлетворения остальных условий в первом приближении вводим в рассмотрение безмоментные интегралы. После этого определяем частоту по формуле (5).

Формулу для параметра частоты можно представить в следующем виде

$$\lambda = \frac{\Pi_{\rm of} + \Pi_{\rm KO}}{T_{\rm of} + T_{\rm KO}} \tag{8}$$

где П_{об}, П_{ко}, Т_{об}, Т_{ко} - пропорциональны потенциальным энергиям деформации оболочки, кольца и кинетическим энергиям оболочки и кольца.

В зависимости от размеров поперечного сечения кольца требуется учитывать те или иные величины в формуле (8). В частности, при вычислении параметра частоты с точностью $O(h^{0,5})$ для кольца квадратного поперечного сечения при a > 0,75 можно пренебречь полностью влиянием кольца. При $0,5 < a \le 0,75$ следует учитывать кинетическую энергию кольца. При 0,375 < a < 0,5 следует учитывать и потенциальную энергию деформацию кольца.

При а ≤ 0,375 метод определения частоты, когда определяющей является деформация оболочки, не пригоден. В этом случае деформация кольца является определяющей, а оболочка рассматривается как возмущающий объект.

Частоты колебаний системы оболочка-кольцо (для относительно толстого кольца) будут низкими, если форма колебания кольца близка к линейной комбинации колебаний изгиба кольца в своей плоскости и колебаний изгиба из плоскости и кручения. При $0,25 \le a \le 0,375$ учитывается влияние оболочки. При $a \le 0,375$ влиянием оболочки можно пренебречь.

В качестве примера рассмотрим колебания цилиндрической оболочки, один край которой шарнирно оперт, а другой подкреплен упругим плоским кольцом квадратного поперечного сечения со стороной a_* . В таблице приведены численные результаты для цилиндрической оболочки с параметрами B = 1, l = 1, h = 0,0025.

Таблица

a*	0,05	0,0235	0,0112
λ	0,00099	0,00013	0,000015
λ_1	0,00102	0,00012	0,000014

Значения λ вычислены по вышеописанной методике, а значения λ_1 получены численным интегрированием уравнений колебаний.

Заключение

Проанализировано влияние параметров кольца на частоты колебаний оболочечной конструкции при шарнирном закреплении одного из краев. По аналогичной методике можно исследовать влияние других идеализированных граничных условий.

Литература

1. Кармишин А.В. Статика и динамика оболочечных конструкции [Текст] / А.В. Кармишин, В.И. Мяченков. – М.: Машиностроение, 1975. – 376 с.

2. Асимтотические методы в механике тонкостенных конструкций [Текст] / П.Е. Товстик, С.М.Бауэр, А.Л.Смирнов, С.Б. Филиппов. – СПб.: Изд-во СПбГУ, 1995. – 188 с.

3. Михасев Г.И., Локализованные колебания и волны в тонких оболочках. Асимпточиские ме-

тоды [Текст] / Г.И. Михасев, П.Е. Товстик. – М.: ФИЗМАТЛИТ. 2009. – 292 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

В.І.Єршов, З.Г.Єршова. Дослідження коливань підкріплених оболонок

Досліджуються низькочастотні коливання оболонок обертання, що мають два краї. На одному краю задаються різні варіанти граничних умов, інший край жорстко сполучений з плоским пружним кільцем постійного поперечного перетину. Асимптотичним методом досліджується залежність нижчих частот від виду граничних умов на одному краю і від розмірів поперечного перетину кільця. Побудований ітераційний процес задоволення граничних умов і обчислювання частоти. Для деяких випадків отримані явні формули найнижчої частоти коливань. Результати досліджень можуть бути корисні при аналізі на міцність конструкцій, до складу яких входять оболонки обертання.

Ключові слова: оболонка обертання, низькочастотні коливання, параметр частоти, форма коливань.

V.I. Ershov, Z.G. Ershova. Investigation of oscillations reinforced shells

Low frequency oscillations of shells of revolution with two boundaries are considered. Various boundary conditions are specified for one boundary. The other boundary is rigidly connected with flexible planar annulus of a constant cross-section. The dependence of low frequencies on the form of boundary conditions at one boundary and the size of the annulus cross-section at the other boundary is investigated by an asymptotical method. An iterative algorithm is designed for satisfaction of boundary conditions are obtained for some particular cases. The results of the paper can be useful in the strength analysis of constructions that contain shells of revolution.

Key words: shell of revolution, low frequency oscillations, frequency parameter, oscillation form.

УДК 629.7.036.3

А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов

ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение»

ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ В УКОРОЧЕННЫХ КАМЕРАХ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННОГО КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД

В статье описываются особенности конструкции и организации процессов в укороченных камерах сгорания на примере газотурбинной установки НК-16СТ. Показано влияние конструкции горелочного устройства, сокращение длины жаровой трубы на эмиссионные характеристики двигателя. Предложен эффективный способ улучшения эмиссионных характеристик конвертированного авиационного газотурбинного двигателя путем минимального изменения конструкции камеры сгорания, сохраняя при этом эксплуатационные свойства и заложенные характеристики двигателя, а также его пусковые качества.

Ключевые слова: камера сгорания, токсичность, горелочное устройство, экспериментальное исследование, модернизация, конструкция, газотурбинный двигатель, конвертирование.

Введение

Снижение уровня выброса токсичных веществ и формирование набора конструктивных способов воздействия на эмиссию при условии сохранения надежной работы камеры сгорания является одной из актуальных задач двигателестроения, настоятельно требующей своего решения для удовлетворения параметров двигателя современным экологическим требованиям.

В настоящее время именно модернизация конструкции камеры, направленная на улучшение экологических характеристик, является экономически оправданным решением, так как создание новых камер с принципиально иной системой организации горения довольно таки дорогостоящее мероприятие, которое могут позволить



Рис. 1. Схема разделения камеры на зоны а - традиционная; б - модернизированная

© А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов, 2012

себе не многие фирмы, производящие ГТД. Представленная работа посвящена именно данной области знаний — проблеме улучшения эмиссионных характеристик конвертированного авиационного ГТД путем минимального вмешательства в конструкцию камеры.

1. Особенности процессов в укороченных камерх сгорания

Камеры сгорания, конструкция которых наследуется в процессе конвертирования летного двигателя в наземные установки, принято называть традиционными. В них заложены технические решения, позволяющие реализовать однозонное диффузионное горение.

Объем жаровой трубы традиционных камер сгорания можно условно разделить на три части: первичную зону горения, промежуточную зону и зону разбавления. В каждой из них протекают различные процессы, характеризующие названия этих зон (рис. 1 а).

Первичная зона горения, расположенная непосредственно за фронтовым устройством, служит для подготовки горючей смеси путем распыливания топлива на мелкие капли, испарения и перемешивания его с первичным воздухом, воспламенения, стабилизации пламени и частичного выгорания топлива.

Промежуточная зона предназначена для завершения процесса сгорания топлива. Она является продолжением первичной зоны горения и позволяет увеличить время пребывания газов при высокой температуре. Распределенный по длине жаровой трубы подвод вторичного воздуха в промежуточную зону предотвращает преждевременное охлаждение газа и «замораживание» химических реакций, что обеспечивает получение максимальной полноты сгорания топлива.

Смесительный воздух, который не участвует в горении топлива и охлаждении стенок, подается в зону разбавления жаровой трубы через один или несколько рядов отверстий в ее стенках. В зоне разбавления окончательно формируются среднемассовая температура газа и температурная неравномерность в выходном сечении камеры сгорания [1].

В камере сгорания конвертированного ГТД, работающего на природном газе, не происходит распыливания и испарения топлива, поэтому процесс сжигания здесь формируется в одной области, что в свою очередь позволяет объединить первичную и промежуточную зоны и реализовать сокращение размеров жаровой трубы (рис. 1 б). Однако, требование сокращения длины камеры сгорания стимулирует поиск путей интенсификации процессов сжигания топлива и смешения продуктов сгорания с воздухом, чем обусловлен некоторый отход от традиционных схем организации процессов.

На рис.2. представлены схемы укороченных камер сгорания для ГТД НК-16СТ, разработка которых ведется на ОАО «КМПО».

Камера состоит из корпуса, жаровой трубы и газового коллектора для подачи газа к форсункам. Жаровая труба — кольцевая, малой длины, многосекционная с конвективно-пленочным охлаждением [2].



Рис. 2. Конструктивная схема укороченных камер сгорания а- 32-х горелочная; б- многофорсуночная

В конструкции фронтового устройства камеры (рис. 2 а), 32-вихревые газовые горелки vcтанавливаются равномерно по окружности между внутренним и наружным кожухами жаровой трубы (рис. 3 а). Топливо, подаваемое газовыми форсунками вдоль оси каждой из горелок, перемешивается с закрученным в завихрителе потоком воздуха. В результате в первичной зоне камеры сгорания за каждой из вихревых горелок формируются потоки топливовоздушной смеси, имеющие приосевые циркуляционные области. Наличие таких областей обеспечивает циркуляцию горячих продуктов сгорания и активных центров из зоны горения к корню факела свежей смеси, что создает условия для устойчивого воспламенения и стабилизации пламени.

а

Схема многофорсуночной камеры сгорания показана на рис. 2 б. Принципиальной особенностью камеры сгорания этой схемы является фронтовое устройство с большим числом форсунок. Это устройство состоит из корпуса, в котором расположены полости топливных коллекторов, соединенные радиальными каналами с топливными форсунками. 136 топливных форсунок установлены в корпусе головки в два ряда в шахматном порядке (рис. 3 б). Форсунки располагаются в отверстиях корпуса головки, вокруг каждой форсунки в корпусе головки выполнены фигурные окна для подвода воздуха к завихрителям. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость конуса.

Основные характеристики серийной и укороченной камеры сгорания занесены в таблицу 1.



Рис. 3. Фронтовое устройство укороченных камер сгорания а- 32-х горелочная; б- многофорсуночная

Таблица 1

Основные характеристики	сериинои	и укороченн	ои камеры

	V, м ³	Q_v , Дж/ч·м ³ ·Па	t , c	$K_{\nu}, \frac{\kappa^2}{amM^{1,25} \cdot c \cdot K \cdot M^3}$	$\eta_{\scriptscriptstyle \Gamma}$
серийная	0,240244	959215,0893	0,011407	0,0495	0,998
укороченная	0,12037	1894939,197	0,005715	0,0989	0,993

2. Расчетные характеристики камер сгорания

1. Параметр объемной теплонапряженности, который характеризует эффективность использования объема жаровой трубы:

$$Q_{v} = \frac{G_{T} \cdot H_{u} \cdot \eta_{\Gamma}}{V_{\mathcal{K}} \cdot P_{\mathcal{K}}^{*}},$$
(1)

где P_{k}^{*} — давление за компрессором;

*H*_{*u*} – низшая теплотворная способность;

 η_{Γ} – полнота сгорания;

*V*_ж – объем жаровой трубы.

2. Среднее время пребывания газа в камере сгорания определяется зависимостью:

$$\tau_{\Pi P} = \frac{V_{\mathcal{M}} P_{\kappa}^*}{R_B T_{\kappa}^* G_B},\tag{2}$$

где G_{B} — расход воздуха за компрессором;

 T_{ν}^{*} – температура за компрессором.

3. Параметр форсирования, интерпретируемый как отношение времени химической реакции ко времени пребывания смеси в жаровой трубе:

$$K_{v} = \frac{G_{B}}{P_{\kappa}^{*1,25} \cdot T_{\kappa}^{*} \cdot V_{\kappa}}$$
(3)

4. Полнота сгорания топлива

$$\eta_{\Gamma} = 1 - 0.8 \cdot k_{\nu}^2 \tag{4}$$

Укорочение длины жаровой трубы на 38,5% с 0,575 до 0,347 м, привело к сокращению ее объема. Вследствие чего уменьшилось время пре-

бывания τ_{np} газов с 11 мс — серийная камера до 6 мс — укороченная.

Для базовой, серийной конструкции Q_v составляет 0,95, что свидетельствует о запасе по теплонапряженности. Для укороченной камеры данный параметр составляет 1,8·10⁶ Дж/ч·м³ Па, что укладывается в диапазон $Q_v = (1,2-6,5)\cdot10^6$ Дж/ч·м³Па [3], рекомендованный для современных камер сгорания ГТД.

Объем жаровой трубы достаточен для обеспечения заданной полноты сгорания топлива на номинальном режиме не менее 99%.

3. Результаты испытаний. Анализ

В ходе испытаний полноразмерной камеры сгорания проводилось измерение радиальной неравномерности поля температуры газа (рис. 4).

Измерения показали, что на выходе из 32-х горелочной камеры в районе термопары №4 наблюдается увеличение температуры по сравнению с камерой, имеющей многофорсуночное фронтовое устройство. Это позволяет считать, что 32-х горелочное устройство формирует в жаровой трубе более горячее ядро потока. Процесс объясняется смыканием вихревого слоя и уменьшением поперечных размеров зоны рециркуляции, что привело к локализации высокотемпературных масс газа в приосевой области горелки.

В многофорсуночной камере топливовоздушная смесь образуется по схеме с предварительным частичным смешением в горелке. Большое количество горелок обеспечивает увеличение числа поверхностей горения, вследствие чего сжигание заданного количества топлива осуществляется на меньшей длине, чем при использовании малого числа горелок.



Рис. 4. Профили радиальной температурной неравномерности на выходе из камер сгорания × — 32-х горелочная камера; Δ — многофорсуночная камера; \mathbf{o} — норма ТУ

В связи с тем, что ГТУ большую часть своего ресурса работают на режимах (0,7...1,0) от номинального, то наиболее характерными являются показатели выбросов, измеренные на данном режиме.

Поэтому на рис. 5. представлены выбросы СО и NO_x для серийной и укороченных камер, на номинальном режиме работы двигателя Ne = 16MBT.



Рис. 5. Концентрация СО и NO_x (приведены к условному содержанию кислорода в выхлопных газах, равному 15%):1 - серийная камера; 2 - 32-х горелочная камера; 3 - многофорсуночная камера

Выводы

Установлено, что снижение времени пребывания продуктов сгорания в камере, путем сокращения объема жаровой трубы позволяет снизить выбросы NO_x до 40% по сравнению с серийной камерой сгорания, сохранив при этом неизменными основные параметры и эксплуатационные свойства ГТД.

Выявлено, что увеличение числа горелок является эффективным средством управления процессом сжигания газообразного топлива в укороченных камерах сгорания, позволяющим улучшить эмиссионные характеристики двигателя, работающего на газообразном топливе (рис.5).

Снижение СО в камере с многофорсуночным фронтовым устройством по сравнению с 32-х горелочным объясняется тем, что сжигание заданного количества топлива осуществляется на малом расстоянии и, как следствие, способствует более быстрому выгоранию смеси.

Литература

1. Конструкция и рабочий процесс камер сгорания авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / И.Ф. Кравченко, В.Е. Костюк, Ю.А. Гусев, В.Н. Гусев. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. – 89 с.

2. Маркушин А.Н. Снижение токсичности выхлопных газов в конвертированном авиадвигателе путем модернизации конструкции камеры сгорания [Текст]/Меркушин В.К., Бакланов А.В // Вестник двигателестроения. – 2010. - №2. – С. 136-140.

3. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, Ю.Л. Ковылов [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 620 с.

Поступила в редакцию 02.05.2012

A.N. Markushin, A.V. Baklanov. Shortened combustion chamber burning features at converted GTE

This article is aimed at demonstrating design features and combustion process organization of the shortened combustion chamber installed at NK-16ST gas turbine engine. It shows the influence of the new burner design and shorter flame tube on the environmental performance of the engine. There was introduced the way of improving environmental characteristics of the gas turbine engine with minimal changes to the original design of the combustion chamber. Service characteristics, starting properties and general performance of the engine stay the same.

Key words: the combustion chamber, toxicity, experimental research, modernization, a design, gas turbine engine, converting.

УДК 621.45.026.8

А.Л. Михайлов, А.А. Лысенко

ОАО «НПО «Сатурн», Россия, Рыбинск

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ РАСЧЕТЕ НДС

Метод конечных элементов является численным методом, поэтому точность получаемых результатов зависит от типа, размеров и размещения в математической модели конечных элементов. В данной работе представлено соотношение для вычисления статической податливости конструкции, на основе которого создана компьютерная технология оценки точности расчетов, которую позволяет достичь построенная конечно-элементная модель конструкции. Компьютерная технология позволяет определить области конечноэлементной модели (КЭМ), вносящие погрешность в расчет. Описан способ оптимизации конечно-элементной модели механической конструкции при расчете НДС.

Ключевые слова: компьютерная технология оценки качества КЭМ, статическая податливость, конечно-элементная модель, эквивалентные массы, три взаимно-перпендикулярные силы.

Введение

Повышение надежности и сокращение сроков создания ГТД требуют решения ряда сложных научно-технических задач, в том числе, развития численных методов расчетной оценки прочности и долговечности основных деталей, основанных на математическом моделировании их объемного напряженно-деформированного состояния (НДС) методом конечных элементов.

ANSYS является одним из наиболее мощных признанных в мире конечно-элементных вычислительных комплексов, позволяющих на стадии проектирования с достаточной точностью моделировать напряженно-деформированное состояние деталей ГТД. Поскольку метод конечных элементов является численным методом, то точность получаемых результатов зависит от типа, размеров и размещения конечных элементов в математической модели. Поэтому актуальной является задача оценки качества построенной математической модели и оптимизации ее по количеству (Z) конечных элементов.

1 Технология оценки качества КЭМ

В данной работе предлагается компьютерная технология оценки точности расчетов [2], которую позволяет достичь построенная конечно-элементная модель конструкции без дополнительного перестроения конечно-элементной сетки и повторных расчетов конструкции.

Технологию оценки осуществляют следующим образом. В системе геометрического объемного моделирования UNIGRAPHICS создается трехмерная твердотельная виртуальная модель исследуемой конструкции. Данная модель экспортируется в ANSYS, где разбивается на твердотель-

© А.Л. Михайлов, А.А. Лысенко, 2012

ные конечные элементы SOLID45, после чего накладывают граничные условия, выполняют модальный анализ. Определяют эквивалентные массы конструкции, принимая в качестве узлов возбуждения и узлов наблюдения различные узлы выбранных конечных элементов [1]:

$$M_{v} = \frac{\rho \int_{(v)} \xi_{v}^{2} dv}{\left\{ \overline{\xi}_{v}(X_{A}, Y_{A}, Z_{A}) \cdot \overline{i}_{A} \right\} \cdot \left\{ \overline{\xi}_{v}(X_{B}, Y_{B}, Z_{B}) \cdot \overline{i}_{B} \right\}}$$

где р - плотность материала.

Далее определяют статическую податливость конструкции по формуле

$$R0_{ij} = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{M_{ij}^{k} w_{k}^{2}},$$
 (1)

где w_k – собственные частоты колебаний конструкции,

k – номер формы колебаний;

M_{ii} – эквивалентная масса конструкции;

i — номер узла возбуждения (узла приложения сосредоточенной силы);

j — номер узла наблюдения (узла, в котором определяется перемещение конструкции под действием сосредоточенной силы).

Затем средствами ANSYS в рассматриваемых узлах модели прикладывают сосредоточенные силы, выполняют статический анализ конструкции, определяют перемещения всех рассматриваемых узлов под действием приложенных сил и определяют статическую податливость конструкции по формуле

$$R0_{ij} = \frac{Y_j}{P_i},$$
 (2)

где Y_j - перемещение j-го узла модели под действием сосредоточенной силы P_i, приложенной к j -му узлу.

Сравнением величин R0_{ij}, полученных по формулам (1) и (2), определяют узлы исследуемой конечно-элементной модели, в которых эти величины отличаются значительно. Элементы, содержащие найденные узлы, относят к элементам низкой точности.

При определении элементов низкой точности вычисления НДС предлагаемым методом существенное значение имеет характер нагрузки, при которой определяется статическая податливость конструкции. Например, если в качестве нагрузки рассматривать сосредоточенную силу, приложенную в некотором узле модели, то области элементов низкой точности, определяемые на основе предлагаемого метода, могут существенно зависеть не только от положения узла, в котором приложена сила, но и от направления этой силы. Для получения наиболее точных результатов при использовании данного метода указанную статическую нагрузку следует задавать равномерно распределенной по всей конечно-элементной модели конструкции тела. При такой нагрузке формулы (1) и (2) нельзя использовать для определения статической податливости, поскольку они получены для случая приложения одной сосредоточенной силы.

Рассмотрим случай, когда в каждом узле конечно-элементной модели тела прикладываются три взаимно-перпендикулярные силы, направленные вдоль осей координат ОХ, ОҮ, ОZ и равные по модулю.

Статические податливости тела в точке А в направлениях осей ОХ, ОУ, ОZ, при статическом анализе, определяются выражениями:

$$R_x = \frac{y_x}{P_0}; R_y = \frac{y_y}{P_0}; R_z = \frac{y_z}{P_0};$$
 (3)

При модальном анализе:

$$R_{x}(A) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sigma_{k}}{w_{k}^{2}} \cdot \frac{S_{k}^{x}(A)}{S_{k}};$$

$$R_{y}(A) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sigma_{k}}{w_{k}^{2}} \cdot \frac{S_{k}^{y}(A)}{S_{k}};$$
(4)

$$R_{z}(A) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sigma_{k}}{w_{k}^{2}} \cdot \frac{S_{k}^{z}(A)}{S_{k}},$$

где $S_k^x(A)$, $S_k^y(A)$, $S_k^z(A)$ —перемещение точки А в направлении осей ОХ, ОҮ, ОZ при k-ой собственной форме колебаний тела;

$$\sigma_k = \sum_{i=l}^N S_k^x(B_i) + \sum_{i=l}^N S_k^y(B_i) + \sum_{i=l}^N S_k^z(B_i),$$

где $S_k^x(B_i)$, $S_k^y(B_i)$, $S_k^z(B_i)$ - перемещение точки В в направлении осей ОХ, ОҮ, ОZ при k-ой собственной форме колебаний тела.

$$S_k = \rho \int_{(V)} \xi_V^2 \cdot dv,$$

где *р* – плотность материала;

 $\xi_{\rm V}$ - смещение точек тела при его статическом нагружении в точке возбуждения некото-

рой сосредоточенной силой. Суммирование значений статических податливостей вычисленных для каждого из трех на-

ливостей, вычисленных для каждого из трех направлений возбуждений (вдоль осей OX, OY, OZ) производится по формуле:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}.$$
 (5)

С помощью формулы (5) суммируются статические податливости, вычисленные как при статическом, так и при модальном анализе.

Суммарные (5) значения статических податливостей, вычисленных по формулам (3) и (4) сравниваются в каждом узле конечно-элементной модели. Элементы, в узлах которых статические податливости вычисленные по формуле (3) значительно отличаются от вычисленных по формуле (4), относят к элементам низкой точности.

2 Апробация методики

Компьютерная технология, основанная на соотношениях (3), (4) и (5), реализована в специальных компьютерных программах (макросах). Данные макросы позволяют определять области конечноэлементной сетки, вызывающие различную погрешность расчетов параметров НДС упругого тела.

В результате работы программы на экране дисплея изображается конечно-элементная модель конструкции, элементы которой раскрашены в разные цвета (максимальное число цветов равно 11). Каждому цвету присвоен свой номер. Номер 1 соответствует элементам самой высокой точности, номер 10 — элементам самой низкой точности. Номер 11 присваивается элементу, у которого имеются закрепленные узлы.

С целью апробации компьютерной технологии оценки качества конечно-элементных моделей был проведен ряд численных экспериментов, результаты которых представлены в данной работе. Исследовалась применимость компьютерной технологии при расчете НДС механической конструкции и расчете ее вибрационных характеристик.

В качестве примера исследования применимости компьютерной технологии для оценки качества построения конечно-элементной модели при расчете форм и частот собственных колебаний механической конструкции был выбран стальной образец длиной 1,2 м, шириной 0,05 м и толщиной 0,01 м. Средствами ANSYS были созданы конечно-элементные модели рассматриваемого образца №1 (Z = 24 элемента); №2 (Z = 50); №3 (Z = 200); №4 (Z = 400); №5 (Z = 600); №6 (Z = 888). Для построения моделей был выбран восьмиузловой элемент SOLID45. Далее был проведен модальный анализ построенных моделей, определены первые десять форм собственных колебаний и соответствующие им частоты (таблица 1).

Таблица 1

Собственные частоты колебаний моделей образца №1, №3, №6

	Частота, Гц				
Модель	1		3		6
№ формы	Z = 24	Δ, (%)	Z = 200	Δ, (%)	Z = 888
fl	5,7	0	5,7	0	5,7
f2	28	0	28	0	28
f3	36	0	36	0	36
f4	105	6	100	1	100
f5	180	2	176	0	176
f6	217	11	195	0	195
f7	261	6	255	1,6	251
f8	387	20	323	0	323
f9	516	7	483	0	483
f10	635	31	488	0	488

Известно что для обеспечения достаточной точности расчета собственных частот колебаний (погрешность в пределах 1%) необходимо иметь сетку с V_{элемента}=0,001·V_{модели} [1], поэтому в качестве эталонной была выбрана конечно-элементная модель №6, удовлетворяющая данному условию. Результаты расчета собственных частот колебаний каждой из моделей сравнивались с моделью №6, по формуле (6) были вычислены погрешности расчета собственных частот для каждой из моделей.

$$\Delta = \frac{\left| f_{i \text{модель } 6} - f_{i \text{модель } j} \right|}{f_{i \text{модель } 6}},$$
 (6)

где f_{імодель 6} - частота собственных колебаний по і-й форме модели №6;

 $f_{i модель j}$ - частота собственных колебаний по i-й форме модели j; Результаты расчетов собственных частот колебаний образца с помощью КЭМ с различной плотностью сетки показывают, что с ростом собственной частоты колебаний влияние плотности сетки на погрешность расчета увеличивается. В таблице 1 цветом выделены собственные частоты форм колебаний образца, погрешность расчета которых имеет наибольшую зависимость от количества конечных элементов. Влияние количества конечных элементов на точность расчета собственных частот колебаний по формам f6 - f10 очевидно. В зависимости от плотности сетки погрешность расчета собственных частот по f6 - f10 формам достигает значительных величин (до 31%).

С целью снижения погрешности расчета производится сгущение конечно-элементной сетки, при этом уменьшается количество «плохих» элементов в модели. КЭМ образца №3 (z = 200), имеет наименьшее количество «плохих» элементов. Погрешность расчета собственных частот колебаний образца (таблица 1) минимальна при z = 200 элементов и не изменяется с дальнейшим ростом густоты сетки, то есть при количестве элементов z = 200 наступает насыщение конечно-элементной сетки.

На рисунках 1 - 3 показаны конечно-элементные модели №1, №3, №6, на которых разным цветом выделены элементы, соответствующие различным значениям относительной погрешности.



Рис. 1. Конечно-элементная модель №1 (z = 24), с областями различной точности вычисления параметров НДС



Рис. 2. Конечно-элементная модель №3 (z = 200), с областями различной точности вычисления параметров НДС



Рис. 3. Конечно-элементная модель №6 (z = 888)

Следует заметить, что при расчете частот собственных колебаний механической конструкции плотность конечно-элементной сетки играет менее важную роль, чем при расчете НДС, так как частота собственных колебаний конструкции является ее интегральной характеристикой, в то время как напряжения локализуются в отдельных местах модели.

Для апробации компьютерной технологии оценки качества построения конечно-элементных моделей при расчете НДС механической конструкции, в качестве объекта исследования выбрана лопатка вентилятора двухконтурного турбореактивного двигателя (ДТРД). Средствами ANSYS построены КЭМ исследуемой лопатки (рис. 4), состоящие из различного количества конечных элементов (Z = 1635...175000 элементов).



Рис. 4. Конечно-элементная модель лопатки вентилятора ДТРД с граничными условиями

По описанной выше технологии оценки качества построения КЭМ были определены области с элементами, вызывающими наибольшую погрешность расчета НДС лопатки (рис. 5, 6).



Рис. 5. Лопатка вентилятора ДТРД с областями различной погрешности расчетов НДС



Рис. 6. Области КЭМ лопатки вентилятора ДТРД с различной погрешностью расчетов НДС

Области, содержащие элементы низкой точности, названы условно зона A и зона B. По мере увеличения Z элементов в составе K \Im M зоны A и B уменьшаются, смещаясь в область закрепления. При количестве элементов Z = 45000 зоны A и B практически полностью смещаются в область закрепления.

С помощью каждой из построенных КЭМ проведен анализ НДС лопатки вентилятора от действия центробежной силы. Нагрузка от центробежной силы, действующей на лопатку, задана в виде угловой скорости, которая соответствует оборотам ротора низкого давления ДТРД на взлетном режиме.

По результатам расчета НДС лопатки вентилятора с помощью КЭМ, имеющих различную плотность сетки построены зависимости эквивалентных напряжений (бэкв, кгс/мм²) от Z элементов (рис. 7, 8). Анализируя зависимости, можно сделать следующие выводы:

- результаты расчетов эквивалентных напряжений в зонах А и В, содержащие элементы низкой точности значительно изменяются при увеличении густоты конечно-элементной сетки;

- влияние Z элементов на результаты расчета максимальных эквивалентных напряжений в лопатке (в области не содержащей элементов низкой точности) незначительно;

- при Z=45000 элементов (при полном смещении зон A и B в область закрепления) наступает насыщение конечно-элементной сетки, то есть с дальнейшим увеличением Z элементов результаты расчета σ экв в зонах A и B изменяются незначительно, растет лишь время затрачиваемое на расчет.



Рис. 7. Зависимость максимальных эквивалентных напряжений в зоне A от Z, элементов



Результаты численного эксперимента подтверждают эффективность разработанной компьютерной технологии при определении областей КЭМ, вызывающих различную погрешность расчета.

Уменьшение погрешности расчета за счет равномерного сгущения сетки по всему объему модели лопатки ведет к увеличению машинного времени и необходимости использования мощных ЭВМ, что не всегда является возможным. Предлагается способ повышения точности расчета НДС лопатки, путем оптимизации конечноэлементной модели по количеству конечных элементов только в зонах, вносящих наибольшую погрешность в расчет. Способ реализуется следующим образом:

- с помощью описанной выше компьютерной технологии определяются области лопатки, вносящие наибольшую погрешность в расчет НДС;

- для данных областей строятся субмодели с более густой сеткой чем в исходной модели;

- производится оценка качества конечно-элементной сетки субмодели и если в ней отсутствуют «плохие» элементы, то дальнейший расчет производится с помощью данной субмодели;

 производится интерполяция перемещений узлов целой модели, определяются граничные условия и задаются перемещения для субмодели;

- с помощью построенной субмодели производится анализ НДС.

Реализация способа повышения точности расчета НДС лопатки путем оптимизации математической модели по количеству конечных элементов проиллюстрирована на рисунках 9, 10.

Анализируя результаты расчета НДС лопатки в зоне с наибольшей погрешностью расчета, можно сделать следующие выводы:

- новая компьютерная технология оценки качества КЭМ позволяет определять элементы различной точности как в целой модели, так и в субмодели; - при расчете НДС субмодели (Z = 768 элементов) проверенные с помощью разработанной компьютерной технологии оценки качества КЭМ позволяют получить результат идентичный полученному при использовании модели целой лопатки (Z = 45000 элементов) с насыщенной конечно-элементной сеткой.



Рис. 9. Оптимизация математической модели лопатки вентилятора ДТРД по количеству конечных элементов



Рис. 10. Результат оптимизации математической модели лопатки вентилятора ДТРД по количеству конечных элементов

Заключение

Результаты, представленные в данной работе подтверждают эффективность разработанной компьютерной технологии при:

- определении областей КЭМ, вызывающих различную погрешность расчета НДС и параметров вибрации механической конструкции;

- оптимизации КЭМ по количеству конечных элементов.

Литература

1. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния [Текст] / А.Л. Михайлов; под ред. В.М. Чепкина. – Рыбинск: РГАТА, 2005. – 216 с.

2. Воинова В. В. Оценка качества построения конечно-элементных моделей по критерию точности расчетов напряженно-деформированного состояния упругих тел программным комплексом ANSYS. РГАТА [Текст] / В. В. Воинова, А. А. Лысенко, А. Л. Михайлов // Вестн. Рыбинск. гос. авиац. технолог. акад. им. П. А. Соловьева: сб. науч. тр. – Рыбинск: РГАТА им П. А. Соловьева, 2008. – № 3 (18). – С. 127 – 131.

Поступила в редакцию 28.05.2012

А.Л. Михайлов, А.А. Лисенко. Оптимізація кінцево-елементної моделі механічної конструкції при розрахунку НДС

Метод кінцевих елементів є чисельним методом, тому точність отримуваних результатів залежить від типа, розмірів і розміщення в математичній моделі кінцевих елементів. У даній роботі представлено співвідношення для обчислення статичної поіддатливості конструкції, на основі якого створена комп'ютерна технологія оцінки точності розрахунків, яку дозволяє досягти побудована кінцево-елементна модель конструкції. Комп'ютерна технологія дозволяє визначити області кінцево-елементної моделі, що вносять похибку в розрахунок. Описаний спосіб оптимізації кінцево-елементної моделі механічної конструкції при розрахунку НДС.

Ключові слова: комп'ютерна технологія оцінки якості КЕМ, статична піддатливість, кінцево-елементна модель, еквівалентні маси, три взаємно-перпендикулярні сили.

A.L. Mihailov, A.A. Lysenko. Optimization of final element model of the mechanical design at strain deformed condition calculation

The method of final elements is a numerical method therefore accuracy of received results depends on type, the sizes and placement in mathematical model of final elements. In this work the ratio for calculation of a static pliability of a design on the basis of which the computer technology of an assessment of accuracy of calculations which the constructed final and element model of a design allows to reach is created is presented. The computer technology allows to define the areas of final and element model bringing an error in calculation. The way of optimization of final and element model of a mechanical design is described at strain-deformed condition calculation.

Key words: computer technology of an assessment of quality of FEM, static pliability, final and element model, equivalent masses, three mutually perpendicular forces.

УДК 629.735

П. А. Моссаковский¹, Ф. К. Антонов¹, М. Е. Колотников², Л. А. Костырева³

¹НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия ² ООО «ДжиИ РУС», Москва, Россия ³ΦГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия

ОБ ИССЛЕДОВАНИИ НЕПРОБИВАЕМОСТИ ЛЕГКИХ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОРПУСОВ

Настоящая статья посвящена разработке методологии расчета пробиваемости легких корпусов с дополнительной защитой из многослойного тканого композита на основе арамидных волокон Русар. Применительно к исследованию пробиваемости тканых композитов предложена расчетная методика, которая состоит в использовании двухуровневой математической модели пробивания тканого композита и включает в себя редуцированную модель с упрощенной геометрией — для проведения расчетов на непробиваемость корпусов ГТД, и полномасштабную модель с детализаций геометрии с точностью до отдельного волокна, служащей для определения и уточнения эффективных (осредненных) характеристик редуцированной модели.

Ключевые слова: тканые композиты, пробивание, обрыв лопатки, моделирование.

Введение

Создание корпусов современных ГТД, обеспечивающих непробиваемость при обрыве лопатки, невозможно без применения новейших, в том числе композиционных, материалов. Выбор материалов должен основываться на детальном изучении их механических свойств, в том числе, проявляющихся при ударных взаимодействиях и в условиях повышенных температур. Одним из важнейших этапов при проектировании корпусов является разработка математических моделей применяемых материалов и моделирование самого процесса взаимодействия фрагментов ротора с корпусом при обрыве лопатки.

Настоящая статья посвящена разработке методологии расчета пробиваемости легких корпусов с дополнительной защитой из многослойного тканого композита на основе арамидных волокон Русар. Применительно к исследованию пробиваемости тканых композитов предложенная авторами ранее для оценки пробиваемости металлических корпусов расчетная методика[1] претерпела существенные изменения. Главное отличие состоит в использовании двухуровневой математической модели пробивания тканого композита, а именно, редуцированной модели с упрощенной геометрией - для проведения расчетов на непробиваемость корпусов ГТД, - и полномасштабной модели с детализацией геометрии с точностью до отдельного волокна, служащей для определения и уточнения эффективных (осредненных) характеристик редуцированной модели.

Применение такого подхода позволило, с одной стороны, использовать эффективную расчетную

процедуру оценки пробиваемости металло-композиционных корпусов, а с другой — детально изучить механизм разрушения тканого композита при взаимодействии с ударником и более точно определить модельные параметры редуцированной расчетной схемы. В частности, было обосновано существенное влияние начальной геометрии волокон на значения осредненных параметров анизотропии в редуцированной модели, значительное влияние на величину запреградной скорости ударника трения между ударником и волокнами, и, наоборот, малое влияние межволоконного трения.

1. Основные подходы к моделированию тканых композитов

Особенностью математического моделирования большинства композитов является необходимость использования двух геометрических масштабов. На первом уровне представления, назовем его условно полномасштабным или мезоуровнем, используется максимально детализированное геометрическое представление композита с точностью до его наименьшего структурного размера [2]. На этом уровне геометрическое моделирование требует значительных вычислительные ресурсов, но при этом, как правило, существенно упрощено задание материальных свойств. Это связано с тем, что характер упругой анизотропии и нелинейные свойства тканого композита, определяются в основном упругими и предельными характеристиками самих волокон, их геометрией, а также количеством и способом укладки слоев. При этом можно считать волокна Русар трансверсально-изотропными и линейно-

[@] П. А. Моссаковский, Ф. К. Антонов, М. Е. Колотников, Л. А. Костырева, 2012
упругими вплоть до самого разрушения. На другом уровне, назовем его редуцированным или макроуровнем геометрического представления композита, приходится оперировать с осредненными (эффективными) геометрическими и материальными характеристиками композита[3]. Такой подход требует значительно меньших вычислительных ресурсов, но задача адекватного определения материальных свойств, и особенно критерия разрушения становится сложной. На рисунке1 показаны полномасштабная геометрическая модель тканого композита из арамидных волокон Русар, характер укладки слоев и КЭ представление ячейки полотна ткани.



Рис. 1. Полномасштабная геометрическая и КЭ модель композита

В работе основной упор делался на разработку адекватной и надежной редуцированной макромодели тканого композита, позволяющей проводить оценки пробиваемости с использованием КЭС подхода.

При редуцированном моделировании композит представляется в виде однородной анизотропной сплошной среды, то есть, нелинейной, изза эффектов, связанных с локальным разрушением и внутренним трением. Как правило, при численной реализации этого подхода применительно к многослойным композитам используются КЭ модели, представленные многослойными оболочечными или, реже, объемными элементами с дополнительными точками интегрирования по толщине тканого пакета, позволяющими задать характер укладки слоев.

Идентификация параметров предложенной модели производилась на основании сравнения результатов натурных и виртуальных верификационных тестов.

2. Построение математической модели и идентификация ее параметров

С целью идентификации параметров модели материалов и критерия разрушения тканого композита были проведены статические и динамические натурные эксперименты с образцами в виде отдельных нитей (по утку и основе), полосок ткани (по утку и основе) и многослойных тканых пакетов с различными типами укладки слоев: постоянная ориентация осей анизотропии и с поворотом на 90°.

Статические испытания включали в себя эксперименты на растяжение вплоть до разрушения с регистрацией растягивающей силы и перемещений захватов. По результатам статических испытаний для образцов каждого типа определялись предельные осредненные (эффективные) характеристики деформаций и напряжений.

Набор динамических экспериментов состоял из баллистических ударных тестов и испытаний на динамическое сжатие многослойных тканых образцов разного типа, отличающихся характером укладки слоев и типом связующего, при различных скоростях деформаций.

Испытания на растяжение проводились на испытательной машине Zwick/Roell с предельной нагрузкой 1000 кг. В качестве образцов использовались отдельные нити, пакет из 20 отдельных нитей, полоска ткани из 20 нитей, пакет из 10 полосок ткани в 20 нитей, пакет из 20 полосок ткани в 20 нитей, пакет из 30 полосок ткани в 20 нитей. Динамические эксперименты проводились с мишенями, содержащими от 1 до 100 слоев ткани. В экспериментальных исследованиях определялся достаточно узкий диапазон скоростей, в котором лежит V50.

Для проведения виртуальных испытаний была создана конечно-элементная модель, отражающая геометрию нитей утка и основы ткани. Каждая нить рассматривается как ортотропное тело, материальная ось с которого направлена вдоль оси нити, а оси а и b лежат в ее поперечном сечении. Предполагается, что нить сопротивляется только продольному растяжению. Поэтому все упругие модули малы по сравнению с продольным. Кроме того, принимается гипотеза практически несжимаемого сечения нити. Были проведены виртуальные тесты по растяжению кусочков ткани по основе и утку и серия баллистических тестов с различными типами образцов, содержащих от 1 до 100 слоев, с чередованием укладки соседних слоев.

Наиболее реалистичное описание тканого композита при динамическом нагружении осуществляется путем полномасштабного моделирования материала с детализацией отдельных нитей основы и утка (рисунок 2). В этом случае каждая нить представляет собой ортотропное тело, начальная геометрия, упругие модули и параметры разрушения которого определяются из статических испытаний. Однако такой подход возможен только тогда, когда размеры образца ткани малы. Так, например, расчетная модель баллистического теста для однослойного образца размером 50×50 мм уже составляет примерно 1млн. элементов. Поэтому, даже при современных мощностях, расчет реального эксперимента по обрыву лопатки компрессора с использованием полномасштабного моделирования не представляется возможным.



Рис. 2. Баллистическое испытание с 20-слойным образцом (удар под углом 45°)

В настоящей работе однослойный тканый композит представляется также ортотропным телом с выделенными материальными осями а и b, направленными, соответственно, вдоль утка и основы, и осью с, перпендикулярной плоскости ткани. Модули Юнга и коэффициенты Пуассона получены из статических экспериментов на растяжение отдельных нитей и тканых пакетов, а также из экспериментов на динамическое сжатие образцов по методу Кольского[4]. Модули сдвига считаются малыми (на два-три порядка ниже) по сравнению с модулями Юнга, поскольку тканый слой слабо сопротивляется изгибным деформациям.

Локальное разрушение в слое наступает при одновременном выполнении деформационного и силового критерия:

$$\varepsilon_1 = 0,08, \quad \sigma_1 = 0,7 \,\Gamma \Pi a$$

Величина деформации соответствует предельной деформации разрушения поперечных нитей ткани с учетом их распрямления при растяжении. Второе условие носит характер «переключателя», который отделяет колоссальные сдвиговые деформации, на практике не приводящие к разрушению, от деформаций растяжения нитей, носящих первостепенный характер. Такой подход уже дает значительную экономию вычислительных ресурсов: однослойный образец размером 50×50 мм содержит примерно 10000 элементов. Однако реальные конструкции все еще насчитывают десятки миллионов элементов. Поэтому было предложено моделировать многослойный тканый пакет специальными оболочечными элементами, уже содержащими внутри себя несколько тканых слоев с чередованием укладки. Отдельный слой является ортотропным телом, описанным выше. Поэтому при моделировании используются лишь два материала, отличающиеся направлением материальных осей а и b. Сравнительные результаты баллистических тестов изображены на рисунках 4-5.





Рис. 4. 40-слойный образец. Начальная скорость ударника 380 м/с

3. Испытание по обрыву рабочей лопатки вентилятора

Оценка пробиваемости корпуса КНД производилась по результатам прямого компьютерного моделирования с использованием нелинейного расчетного кода LS-DYNA. Моделировался обрыв лопатки по корневому сечению при максимально возможной частоте вращения ротора НД.

В исследовании геометрическая модель включает в себя сектор 180° металлического корпуса и шесть последовательно расположенных лопаток. В качестве усиления рассматривается композиционная намотка на основе тканого композита из арамидных волокон. Композиционная защита состоит из 100 слоев ткани, уложенных таким образом, что направления продольных нитей двух соседних слоев повернуты друг относительно друга на 90°.

Материал корпуса (BT20) описывался в рамках упругопластической модели, со сложным критерием локального разрушения, зависящим от вида напряженно-деформированного состояния[5].

3.1. Результаты расчета

До момента касания корпуса при t = $0,8 \cdot 10^{-4}$ с оборвавшаяся лопатка движется свободно, без взаимодействия с корпусом. При этом лопатка вращается вокруг своего центра масс с угловой скоростью ротора $\omega = 2020c^{-1}$, а сам центр масс движется плоскопараллельно с направлением вектора скорости, соответствующим моменту обрыва. Хотя значение результирующего контактного усилия на корпусе (рисунок10) при первом ударе значительно (около 8,5 т), он не является опасным с точки зрения пробиваемости, вследствие малости угла атаки (7°) между вектором скорости центра масс лопатки и касательной плоскостью к корпусу в месте соударения. Второй удар, сопровождающийся первой фрагментацией лопатки происходит в момент времени $t = 2,6 \cdot 10^{-4}$ с. Значение результирующего контактного усилия на корпусе при втором ударе составляет 6,7 тонн, примерный угол атаки - 31°. В момент времени $t = 4,1.10^{-4}$ с происходит третий удар лопатки о корпус с ее последующей фрагментацией, при этом контактное усилие достигает максимального значения в 11,2 тонны Далее в момент времени $t = 5,1 \cdot 10^{-4}$ с происходит взаимодействие оборвавшейся и следующей за ней набегающей лопаткой, что приводит к фрагментации последней. В то же время корпус и прилежащие слои бронезащиты начинают локально разрушаться. При этом удар по корпусу наносится двумя фрагментами одновременно. В результате чего величина результирующего контактного усилия на корпусе несколько выше чем при первых двух ударах и составляет 11,8 тонн при угле атаки 39°. Критическим является следующий удар (рисунок 5) при t = 0,0009 c.



Рис. 5. Четвертый удар лопатки о корпус t = 0,0009 с

Контактные усилия при нем достигают величины 20 тонн. Повреждается до 80 слоев бронезащиты. В дальнейшем все фрагменты, образовавшиеся при разрушении, удерживаются на периферии и больше не взаимодействуют с ротором.

Заключение

В работе было проведено моделирование обрыва рабочей лопатки вентилятора ГТД по корневому сечению с использованием новейших экспериментально верифицированных моделей материалов, входящих в состав корпуса КНД. Расчет показал, что процесс взаимодействия лопатки с корпусом укладывается в ранее исследуемую схему обрыва для чисто металлического корпуса: критическим, с точки зрения пробиваемости, является момент 3-4 ударов, тогда как первый удар практически не наносит никаких повреждений в силу малости угла атаки. Фрагментация оборвавшейся лопатки также происходит по стандартному сценарию. Такой результат позволяет говорить о значительном упрощении вычислительной процедуры оптимизации корпуса двигателя, поскольку в данном случае нет необходимости выполнять полный расчет каждой его модификации. Достаточно рассмотреть лишь фрагмент модели и реализовать конкретный эксперимент с соответствующими начальными параметрами ударника, такими как его масса, скорость и угол атаки.

Стоит также отметить, что предложенная схема бронеусиления корпуса, представляющая собой 100-слойную непропитанную тканую намотку из ткани Русар на основе арамидных волокон, показала удовлетворительные результаты по обеспечению локализации фрагментов разрушившейся лопатки.

Литература

1. Моссаковский П.А. Новый подход к оценке непробиваемости корпусов ГТД элементами ротора. [Текст] / П.А. Моссаковский, М.Е. Колотников, О.Г. Дубянская //Новые технологические процессы и надежность ГТД. - М., 2008.- Вып. 8 – С. 143-147.

2. Rao M.P., Keefe M., Powers B.M., Bogetti T.A. A Simple Global /Local approach to Modeling Ballistic Impact onto Woven Fabrics, 10th International LS-DYNA Users Conference, p. 9-55-9-66, 2010.

3. Tabiei A. and I. Ivanov, «Computational micromechanical Model of Flexible Woven Fabric for Finite Element Impact Simulation», IJNME, 53, (6), 1259-1276, (2002).

4. Кольский Г. Исследования механических свойств материалов при больших скоростях нагружения. Механика. - Вып. IV. - М.: ИЛ. 1950. -С. 108-119.

5. Carney K.S., DuBois P.A., Buyuk M., Kan S. Generalized, Three-Dimensional Definition, Description, and Derived Limits of the Triaxial Failure of Metals. J. Aerosp. Engrg. Vol. 22. Issue 3. P. 280-286. July 2009.

Поступила в редакцию 01.06.2012

П. А. Моссаковський, Ф. К. Антонов, М. Е. Колотніков, Л. А. Костирева. Про дослідження непробивності легких композиційних корпусів

Ця стаття присвячена розробці методології розрахунку пробивності легких корпусів з додатковим захистом з багатошарового тканого композиту на основі арамідних волокон Русар. Стосовно до дослідження пробивності тканих композитів запропонована розрахункова методика, яка полягає у використанні дворівневої математичної моделі пробивання тканого композиту і включає в себе редуковану модель зі спрощеною геометрією - для проведення розрахунків на непробивність корпусів ВМД, і повномасштабну модель з деталізацією геометрії з точністю до окремого волокна, що служить для визначення та уточнення ефективних (осреднених) характеристик скороченої моделі.

Ключові слова: ткані композити, пробивання, обрив лопатки, моделювання.

P.A. Mossakovsky, F.K. Antonov, M.E. Kolotnikov, L.A. Kostyreva. On fan blade out event analysis of lightweight composite structures

The work focuses on the development of methodology of analysis of fan blade out event on lightweight fan cases with additional composite winding made of multilayered aramid fiber woven composite. Conformably to the investigation of penetration of woven composites the new calculation technique is proposed, which consists in using two level mathematical model of penetration of woven composite and includes reduced model with simplified geometry for fan blade our analysis and full-scale model with detailed geometry up to single yarn, which is used for determination and clarification of effective (medium) characteristics of reduced model.

Key words: woven composites, fan blade out, penetration, modeling.

УДК 621.539.822

Ю.Б. Назаренко, А.Ю.Потапов

Федеральное Государственное унитарное предприятие «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

ОТСТРОЙКА РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ОВАЛИЗАЦИИ КОЛЕЦ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рассматривается возможность предотвращения потери устойчивости ротора газотурбинного двигателя при критической частоте его вращения с помощью овализации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре. Для реализации этого необходимо применение метода определения собственной частоты ротора при одной свободной опоре, на которой определенную часть периода вращения отсутствует реакция на опоре с овальной дорожкой качении и вал совершает свободное перемещение в пределах овальности кольца подшипника, который также рассмотрен в данной статье.

Ключевые слова: ротор, вал, опора ротора, роликовый подшипник, овальная дорожка качения кольца, критическая частота, собственная частота колебаний ротора, дисбаланс ротора, синхронная прецессиия.

Введение

Одной из основных проблем надежности газотурбинных двигателей является устранение резонанса роторов при критических частотах их вращения по изгибной форме колебаний.

Известные способы изменения критических частот вращения роторов, при которых они теряют устойчивость (резонанс) за счет изменения конструкции: массовых, геометрических характеристик и жесткостей валов / 1 /, часто затруднительны в реализации. Это связано с отсутствием возможности проводить конструктивные изменения на существующих двигателях и ввиду ряда ограничений, а также из-за того, что для высокооборотных двигателей невозможно избежать нахождения критических частот вращения в рабочем диапазоне их эксплуатации.

Наиболее простой способ управления критическими частотами за счет изменения жесткостей опор применим только для скалочной формы колебаний, где он, безусловно, эффективен и, совершенно не приемлем для отстройки по изгибной форме колебаний.

В данной публикации рассматривается возможность устранения резонанса ротора при критической частоте его вращения с помощью овализации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре.

При овальных дорожках качения кольца подшипника круговое перемещение вектора центробежной силы от неуравновешенной массы ротора в зонах кольца, где радиус-вектор контура кольца подшипника возрастает, приводит к тому, что реакция опоры будет отсутствовать, и вал под действием неуравновешенной центробежной силы получит ускорение.

При полном отсутствии реакции опоры за время, равное четверти периода собственных колебаний ротора при свободной одной опоре, приведет к тому, что прогиб вала устранится, и это явление будет предотвращать потерю устойчивости ротора при критической частоте.

Устранение прогиба вала будет происходить в двух четвертях оборота вала, где радиус-вектор контура кольца возрастает.

В двух других четвертях реакция опоры восстановится, и в этот период ротор будет находиться в режиме, который подвержен потери устойчивости, но так как этот процесс будет чрезвычайно кратковременным, потери устойчивости ротора не будет. Это подтверждает тот факт, что при пребывании на критических оборотах роторов на проходных режимах, в течение времени, большем, чем четверть оборота, потери устойчивости роторов не происходит. Достаточно, чтобы было обеспечено устранение прогиба вала в одной четверти оборота.

1. Радиальное перемещение вала ротора на опоре при вертикальном расположении овальной дорожки качения

Уравнение контура кольца овальной формы опишем тригонометрической функцией (рис. 1).

© Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов, 2012

$$R = R_{0} + \Delta \sin(\omega t), \qquad (1)$$

где R₀ - радиус кольца подшипника на малой оси овала;

Δ - амплитуда (максимальное значение) отклонения контура кольца на большой оси овала относительно малой оси;

ω – круговая скорость вращения ротора. Увеличение радиуса дорожки качения кольца при движении ротора в первом и третьем квадрантах по круговой орбите устраняет реакцию опоры (рис. 1), а на вал ротора будет действовать неуравновешенная центробежная сила, направленная от центра.



Рис. 1. Вертикальная овальная дорожка качения кольца подшипника

Под действием центробежной силы от неуравновешенной массы ротора (статический дисбаланс) без учета собственного веса ротора и его динамического дисбаланса перемещение будет максимальным при посадке вала ротора в т. В

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_{0}^{T/4} \delta \omega^{2} t dt = \frac{\delta}{m} * \frac{\pi^{2}}{8} = 1.234 \frac{\delta}{m}, \qquad (2)$$

где Δ – параметр овализации, $\Delta = (D_{max} - D_{min})/2;$ δ – начальный статический дисбаланс ротора, приходящийся на опору с овальной дорож-кой кольца подшипника;

т — масса диска, приходящаяся на опору; $T/4=\pi/2\omega$.

При радиальном перемещении вала ротора на опоре будет происходить увеличение его дисбаланса.

Определим радиальное перемещение ротора от статического дисбаланса при перемещении вектора центробежной силы от горизонтальной оси до вертикальной (от т.А до т.В) без учета его собственного веса.

Распределение перемещения конца вала ротора от статического дисбаланса в первом квадранте (рис. 1) во времени представим в виде полинома второй степени

$$\Delta = \frac{1}{m} \int \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} * \frac{t^2}{2}.$$
 (3)

Увеличение перемещения вала ротора в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T/4$ периода (3) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Максимальное перемещение от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса, будет равно

$$\Delta' = \frac{1}{m} \int_{0}^{T/4} \Delta m \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^4}{m} * \frac{t^4}{8} = 0.761 \frac{\delta}{m}.$$
 (4)

Определим перемещение ротора от его веса при перемещении вектора центробежной силы от т. А до т. В

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_{0}^{T/4} \pm mg * \sin(\omega t) t dt =$$

$$=\frac{\pm mg}{m}*\frac{[-(\omega t)\cos(\omega t)+\sin(\omega t)]}{\omega^2}=\pm g/\omega^2.$$
 (5)

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс — в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также его веса определяет максимальное значение овала, когда устранение реакции на опоре будет максимально продолжительным и оно составит

$$\Delta_{\max} = \frac{\delta}{m} [\frac{\pi^2}{8} + 0.761] \pm \frac{g}{\omega^2} = \frac{1.995\delta}{m} \pm \frac{g}{\omega^2}.$$
 (6)

При устранении реакции на одной опоре вал ротора под действием потенциальной энергии изогнутого вала будет распрямляться. Устранение прогиба будет реализовываться в соответствии со своей собственной частотой колебаний за четверть периода. Собственная частота изгибных колебаний при отсутствии одной опоры, как будет показано ниже, будет всегда выше, чем на двух опорах, и даже может быть выше критической частоты вращения. В этом случае посадка вала ротора на опору и возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 1), и угол посадки ротора может определяться из условия

$$\alpha = \frac{f_{\rm K}}{f_{\rm C}} * \frac{\pi}{2},\tag{7}$$

где f_K — критическая частота вращения ротора, при которой он теряет устойчивость;

fc — собственная частота колебаний ротора при устранении реакции на одной опоре.

Определим дополнительное перемещение ротора от неуравновешенной центробежной силы, когда контакт вала ротора происходит при угле а

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_{0}^{T*\beta/4} \delta\omega^2 t dt = \frac{\delta\omega^2}{m} * \frac{t^2}{2} = \frac{\delta}{m} * \frac{\pi^2}{8} * \beta^2, \quad (8)$$

где β – коэффициент, равный, $\beta = f_K/f_C$.

Увеличение перемещения конца вала ротора на опоре с овальной дорожкой качения в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T\beta/4$ периода (8) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Перемещение вала ротора от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T^*\beta/4$, составит

$$\Delta' = \frac{1}{m} \int_{0}^{T\beta/4} \Delta m \omega^{2} t dt = \frac{1}{m} \int_{0}^{T\beta/4} \frac{\delta \omega^{4} m}{m} * \frac{t^{2}}{2} t dt =$$
$$= \frac{\delta * \omega^{4}}{m} * \frac{t^{4}}{8} = 0.761 \frac{\delta * \beta^{4}}{m}.$$
(9)

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определится из условия

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_{0}^{\pi\beta/4} \pm mg * \sin(\omega t) t dt = \pm g \frac{\left[-\omega t \cos(\omega t) + \sin(\omega t)\right]}{\omega^2}$$
$$= \pm g * \frac{\left[-(\pi\beta/2)\cos(\pi\beta/2) + \sin(\pi\beta/2)\right]}{\omega^2}.$$
 (10)

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. Е определим из выражения

$$\Delta_{\rm E} = \frac{\delta}{m} [\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0.761 \beta^4] \pm \frac{\rho g}{\omega^2}, \qquad (11)$$

где ρ — коэффициент, учитывающий уменьшение перемещения в т. Е по сравнению с посадкой в т. В (ρ = 0.767 при β = 0.9; ρ = 0.563 при β = 0.8 и ρ = 0.392 при β = 0.7).

Принимая изменение радиус-вектора кольца подшипника в виде (1)

$$\Delta_{\rm E} = \Delta_{\rm min} \sin \alpha \,, \tag{12}$$

определим минимальное значение овала при посадке в т. Е, когда вал ротора полностью распрямится

$$\Delta_{\min} = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0.761 \beta^4\right] / \sin \alpha \pm \frac{\rho g}{\sin \alpha \omega^2}.$$
 (13)

2. Радиальное перемещение вала ротора на опоре при горизонтальном расположении овальной дорожки качения

При расположении овала в горизонтальном положении (рис. 2) радиальное перемещение от центробежной силы при круговом перемещении ротора от т. А до т. В будет таким, как и при вертикальном положении овала.



Рис. 2. Горизонтальная овальная дорожка качения кольца подшипника

Перемещение от собственного веса ротора при посадке его в т. В определим из выражения

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_{0}^{T/4} \pm mg * \cos(\omega t) t dt = \frac{\pm mg}{m} * \frac{[(\omega t)\sin(\omega t) + \cos(\omega t)]}{\omega^2} = \pm 0.5708g/\omega^2.$$
(14)

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс — в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также веса ротора определяет максимальное значение овала, и оно составит

$$\Delta_{\max} = \frac{1.995\delta}{m} \pm \frac{0.5708g}{\omega^2}.$$
 (15)

При устранении реакции на одной опоре один конец вала будет в свободном состоянии. При собственной частоте колебаний ротора при одной свободной опоре более высокой, чем критическая частота вращения ротора при круговых кольцах подшипника посадка ротора на опору и возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 2), и угол посадки ротора может определяться из условия (7).

Перемещение ротора от неуравновешенной части центробежной силы, когда контакт вала ротора происходит при угле α , определится по формуле (8), а с учетом увеличения дисбаланса — (9).

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определится из условия

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_{0}^{\tau\beta/4} \pm mg * \cos(\omega t) t dt =$$
$$\frac{\pm mg}{m} * \frac{[(\omega t)\sin(\omega t) + \cos(\omega t)]}{\omega^{2}} =$$
$$\pm g \frac{[(\pi\beta/2)\sin(\pi\beta/2) + \cos(\pi\beta/2)]}{\omega^{2}}.$$
 (16)

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. Е определяется из выражения (11), а минимальное значение овала при посадке в т. Е – (13). При этом значения параметра с будут равны 0.5527, 0.5041 и 0.4337 при величинах β равных соответственно 0.9, 0.8 и 0.7.

При определении параметра ρ возможна линейная экстраполяция между значениями параметра $\beta = 0.8$ и $\beta = 0.9$, а также между $\beta = 0.7$ и $\beta = 0.8$. Это применимо и при определении минимального значения овала при его вертикальном расположении.

3. Определение собственной частоты ротора при одной свободной опоре

При устранении прогиба вала при свободном перемещении его на опоре с овальной дорожкой качения на нем имеется неподвижная точка (кроме неподвижной опоры), относительно которой происходит перемещение дисков и вал переходит в прямолинейное положение (рис. 3).

Неподвижная точка определяется из условия равенства нулю суммы моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры с круговой дорожкой качения кольца подшипника.

В этом случае собственную частоту колебаний ротора при одной свободной опоре можно вычислить стандартными методами теоретическим или численным при переносе свободной опоры в неподвижную точку.

Инерционные моменты дисков при угловых перемещениях и гироскопические моменты в расчет не принимаются, так как при плоских колебаниях вращающегося ротора они погашают друг друга /2-4/.

Рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при невращающемся роторе

$$m \ddot{y} + \alpha y - \delta v = 0;$$

$$J_{c} \ddot{v} - \gamma y + \beta v = 0,$$
(17)

где α и γ — поперечная сила и момент от единичного прогиба вала;

 σ и β — поперечная сила и момент от единичного углового смещения;

J_с – осевой момент инерции диска;

у и v – поперечное перемещение, и угол поворота диска.

Подставляя решение уравнений (17) в виде $y=y_{O}^{*}cos\eta t$ и $v = v_{O}^{*}cos\eta t$ будем иметь

$$- m\eta^2 y_o + \alpha y_o - \delta v_o = 0;$$

$$J_c \eta^2 v_o - \gamma y_o + \beta v_o = 0,$$
(18)

где у_о и v_о — амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний;

η – круговая частота плоских колебаний.

При плоских колебаниях вращающегося диска в системе координат, связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой ω), в уравнение (17) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$m \ddot{y} + m\omega^{2} y + \alpha y - \delta v = 0;$$

$$J_{c} \ddot{v} - (J_{c}\lambda - J_{\rho}\omega) \cdot v\lambda - \gamma y + \beta v = 0,$$
(19)

где J_p — полярный момент инерции; λ — частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротора в плоскости, где происходят его колебания, будет происходить два вида движения диска.

Первое связано с колебаниями вала, а второе – с его круговым движением. Гироскопический момент диска в этом случае можно определить как при синхронной прецессии только при изменяющемся угле поворота диска в соответствии с фазой его колебаний.

Принимая частоту прецессии λ , равной угловой скорости вращения вала ω и полагая для тонких дисков $J_c = J_p/2$, получим значение гироскопического момента

$$\mathbf{M} = \left(\mathbf{J}_{c}\lambda - \mathbf{J}_{\rho}\omega\right) \cdot \mathbf{v}\lambda = -\mathbf{J}_{c}\mathbf{v}\omega^{2}.$$
 (20)

Подставляя решение уравнений (19) в виде $y = y_0^* \cos \omega t$ и $v = v_0^* \cos \omega t$ и после упрощений (20), получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора

$$-2m\omega^2 y_o + \alpha y_o - \delta v_o = 0;$$

- $\gamma y_o + \beta v_o = 0,$ (21)

где у_о и v_о — амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (21), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга.

Определим собственную частоту ротора при свободной одной опоре при отсутствии реакции на ней по изгибной форме колебаний. В качестве примера рассмотрим стальной вал с тремя дисками (рис. 3), два из которых расположены на удалении от опор на расстоянии L/4 и один — посередине вала. Длина вала составляет L = 0.5 м, внешний и внутренний диаметры вала равны 80 мм и 60 мм. Массы каждого диска (m1, m2, m3) одинаковы и равны 11.3 кг, диаметр D = 300 мм и толщина t = 20 мм.



Рис. 3. Расчетная схема для определения неподвижной точки на валу

Прогиб вала под действием центробежных сил от неуравновешенных масс при равных массах дисков и симметричном их положении относительно опор представим в виде

$$U = U_0 \sin(x\pi/L).$$
 (22)

При устранении реакции на одной из опор вал будет перемещаться с ускорением, и в этом случае центробежные силы не будут больше изгибать вал и вал будет свободен от нагрузки. Устранение прогиба будет происходить по гармоническому закону

$$U = U_0 \cos(\omega_c t), \qquad (23)$$

где U_O – амплитуда колебаний вала;

ω_c — круговая частота колебаний вала с дисками при свободной одной опоре.

При этом движение дисков относительно неподвижной точки на валу будет происходить в разных направлениях. Неподвижная точка на валу будет определяться исходя из равенства нулю суммы моментов сил, действующих на диски относительно неподвижной опоры с круговой дорожкой качения кольца.

Уравнение прямой линии вала, в которую вал перейдет после устранения прогиба, представим в виде

$$\mathbf{f} = \frac{\mathbf{U}^*}{\mathbf{b}}\mathbf{x},\tag{24}$$

где U^* и b — поперечное перемещение ротора при изогнутой оси вала в точке, относительно которой будет происходить перемещение дисков, и ее координата.

Силы, действующие на диски, будут равны

$$F = m \dot{U} \sin(x\pi/L).$$
 (25)

Сумма моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры будет равна

$$m_{1}\omega_{C}^{2} * (0.707U_{0} - U^{*}L/4b) * L/4 +$$
$$+ m_{2}\omega_{C}^{2}(U_{0} - U^{*}L/2b) * L/2 -$$
(26)

 $-m_3\omega_c^2 * (U^*3L/4b - 0.707U_o) * (3L/4) = 0.$

Условие (26) выполняется при значении b=0.648L.

Как видно (рис. 3), при устранении прогиба вала крайняя точка вала будет совершать поперечное перемещение в соответствии с (24), и на эту величину овал должен быть больше.

Для надежной реализации эффекта устранения критики ротора необходимо учесть увеличение параметра овала за счет выпрямления вала.

Для принятых исходных данных собственная частота колебаний вала с дисками на двух опорах составила $f_C = 291.4$ Гц, а критическая частота вращения вала — 315.6 Гц. Собственная частота колебаний вала при отсутствии одной опоры и задании массовых характеристик дисков точечными массами при отсутствии их осевого момента инерции составила 558.5 Гц. В этом случае посадка ротора на опору может происходить в т. Е, расположенной под углом к оси X (малая ось овала), равным 50.9°, и за время, которое центробежная сила от неуравновешенной массы ротора будет перемещаться от т. А до т. Е, вал полностью распрямится.

В случае несимметричного расположения дисков и разных их масс уравнение прогибов можно получить при моделировании прогиба вала ротора от центробежных сил при его вращении в программных комплексах Ansys или Patran при задании начального дисбаланса.

Для определения собственной частоты ротора при отсутствии реакции на одной из опор необходимо определить неподвижную точку на валу, относительно которой будут перемещаться диски, и перенести свободную опору в эту точку и определить собственную частоту при уменьшении пролета вала стандартными методами.

Кроме этого собственная частота колебаний ротора без одной опоры может быть определена экспериментально при вертикальном подвешивании ротора за один конец методом простукивания и фиксирования частоты колебаний.

Заключение

Устранение резонанса при критической частоте вращения ротора возможно при создании овальности дорожки качения в диапазоне от минимального значения параметра овала Δ_{\min} и до максимального Δ_{\max} , определяемых по рассмотренной методике и при удалении центра масс ротора не более половины пролета вала от опоры с овальной дорожкой качения подшипника. При этом определенные параметры овальности отстраивают ротор только от одной критической частоты.

Литература

1. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст]/ Д.В.Хронин.- М.: Машиностроение, 1970. – 411 с.

2. Назаренко Ю.Б. Плоские колебания вращающихся роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах [Текст] /Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Научно-технический конгресс по двигателестроению: сб. тез.- М., 2010. –С.117-120.

3. Назаренко Ю.Б. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом взаимодействии роторов двухвальных турбореактивных двигателей [Текст] / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Двигатель.- 2010.- №3. – С.32-34.

4. Назаренко Ю.Б. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Вестник двигателестроения. - 2010. - №2. - С. 146-149.

Поступила в редакцию 14.05.2012

Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов. Регулювання роторів газотурбінних двигунів на критичних частотах обертання за допомогою овалиізації кілець роликових підшипників

Розглядається можливість запобігання втрати стійкості ротора газотубінного двигуна при критичній частоті його обертання за допомогою овалізації доріжки кочення нерухомого кільця роликового підшипника на абсолютно жорсткій опорі. Для реалізації цього необхідно використовувати засіб знаходження власних частот ротора при одній вільній опорі, на якій деяку частину періоду обертання відсутня реакція на опорі з овалізованою доріжкою кочення і вал робить вільне переміщення в межах овальності кільця підшипника, який також розглядається в данній роботі.

Ключові слова: ротор, вал, опора ротора, роликовий підшипник, овальна доріжка кочення кільця, критична частота, власна частота коливань ротора, дисбаланс ротора, регулярна синхронна прецессія.

Yu.B. Nazarenko, A.Yu.Potapov. Gaz turbine engine rotors regulation in case of critical revolution frequency with rotor bearing ovalization

In this article the analysis of the possibility of prevention of the gas-turbine engine rotor buckling failure in case of critical revolution frequency is presented. It is suggested to ovalize the fixed rotor bearing race on the non-flexible support bearing. To carry out this process the method of the self-resonant frequency of the rotor on one swivel support bearing estimation is argued. The frequency is defined providing that there is no reaction on the support bearing with the oval bearing race for the definite period of the revolving and the bearing shaft turns freely in the ovality bearing race limits.

Key words: rotor, bearing shaft, rotor support bearing, roller bearing, oval bearing race, critical revolution frequency of the rotor, self-resonant frequency of the rotor, rotor imbalance, synchronous precession.

УДК 629.7.036

Д.К. Новиков, К.Н. Чаадаев

Самарский государственный аэрокосмический университет, Россия

ДИНАМИКА РОТОРА ГТД С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТИ ДЕМПФЕРОВ ОПОР

Рассмотрена задача увеличения ресурса свободной турбины за счет внедрения гидродинамических демпферов в штатную конструкцию опоры. Составлены дифференциальные уравнения движения ротора с учетом его конструктивных особенностей. Гидродинамические силы в демпфере записаны в нелинейном виде относительно перемещений. Решение велось в предположении прямой синхронной прецессии ротора и свелось к системе двух нелинейных трансцендентных уравнений относительно амплитуд колебаний в обеих опорах, которая решалась численно средствами пакета MATLAB. Получено, что на определенных частотных режимах могут возникать нелинейные эффекты, выражающиеся в явлении срыва амплитудно-частотной характеристики. Основным фактором, влияющим на эти эффекты, является величина дисбаланса, действующего в системе, и демпфирование. Приведены результаты расчета вынужденных колебаний системы и дан анализ целесообразности модернизации опор свободной турбины.

Ключевые слова: аппарат газоперекачивающий, демпфер гидродинамический, динамика, нелинейность, оптимизация, ресурс, ротор, турбина свободная.

Введение

Одно из основных требований к авиационным приводам со стороны ОАО «ГАЗПРОМ» – это повышенный ресурс. Значимым фактором, влияющим на ресурс ГПА, является уровень вибрации, который определяется демпфированием в опорах. Поэтому для передней опоры ротора свободной турбины (СТ) была разработана конструкция гидродинамического демпфера (ГДД) [1]. ГДД имеют малую массу и габариты, просты в изготовлении, надежны и эффективны при работе, имеют несколько конструктивных исполнений с разницей демпфирующей способности в сотни раз — все это позволяет гибко применять их для конкретных условий эксплуатации.

Ранее исследовались колебания жесткого ротора в опорах с ГДД, однако, ротор рассматривался фактически как материальная точка [2]. Исследование динамики жесткого ротора СТ на подшипниках качения с ГДД с учетом реальной геометрии позволяет выбрать оптимальную конструкцию демпфера, спрогнозировать поведение системы «ротор-подшипники» при эксплуатации и является важной задачей увеличения ресурса ГПА.

Для рассмотрения была принята СТ двигателя НК-14СТ-10, в опоры которой возможно установить ГДД с минимальными доработками корпуса подшипников.

Расчетная модель

В общем случае вынужденные колебания зависят от статической (смещение центра тяжести

© Д.К. Новиков, К.Н. Чаадаев, 2012

от оси вращения) и динамической (несовпадение главной центральной оси инерции с осью вращения) неуравновешенностей. Рассмотрим малые колебания ротора (рис. 1) около положения равновесия. Неподвижную систему координат *OXYZ* выбираем так, чтобы ее начало совпало с центром левой корпусной втулки демпфера.

Вводим допущения: угловая скорость ротора постоянна и ротор не имеет осевых перемещений. Дадим ротору произвольное смещение. Координаты центра масс правой опоры обозначим x_1 и y_1 , а левой - x_2 и y_2 , координаты центра масс ротора - x_c и y_c . Вал рассматривается как абсолютно жесткое тело [3], что основано на опыте эксплуатации данной машины. Угол между проекцией оси ротора на плоскость y_2 и осью *OZ* назовем α_2 ; угол между осью ротора и ее проекцией на плоскость x_2 обозначим α_1 . Положение опор определяется расстояниями L между ними и l_1 , l_2 - от соответствующей опоры до центра масс.

Если обозначить через *x* и *y* координаты точки геометрической оси ротора, лежащей на пересечении этой оси с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения и проходящей через центр масс ротора, то координаты центра масс будут:

$$x_C = x + \Delta \cdot \cos\omega t$$
$$y_C = y + \Delta \cdot \sin\omega t ,$$

где Δ - смещение центра масс относительно геометрического центра, ω — частота вращения, t - время.





Рис. 1. Расчетная схема ротора СТ

Выразим координаты центра масс и углы через независимые координаты x_1, y_1, x_2, y_2 :

$$y_{C} = y_{1} \cdot \frac{L_{2}}{L} + y_{2} \cdot \frac{L_{1}}{L} + e \cos \omega t;$$

$$x_{C} = x_{1} \cdot \frac{L_{2}}{L} + x_{2} \cdot \frac{L_{1}}{L} + e \sin \omega t;$$

$$\alpha_{2} = \frac{y_{2} - y_{1}}{L} + \delta \cos(\omega t - \theta);$$

$$\alpha_{1} = \frac{x_{2} - x_{1}}{L} + \delta \sin(\omega t - \theta)$$

$$(1)$$

где δ - малый угол наклона оси $C_0 Z^{"}$ к оси вращения, а θ - угол между осью $C_0 X^{"}$ и направлением CC_0 .

На основании теоремы о движении центра инерции [4] можно написать два дифференциальных уравнения:

$$m \cdot x_C = -C_1 x_1 - C_2 x_2 - F_{R1} \cos \varphi - F_{R2} \cos \varphi + F_{\tau 1} \sin \varphi + F_{\tau 2} \sin \varphi;$$
$$m \cdot y_C = -C_1 y_1 - C_2 y_2 - F_{R1} \sin \varphi - F_{R$$

 $F_{R2}\sin\varphi - F_{\tau 1}\cos\varphi - F_{\tau 2}\cos\varphi,$

где $F_{R1}, F_{R2}, F_{\tau 1}, F_{\tau 2}$ - радиальные и тангенциальные составляющие усилия в демпферах подшипников 1-й и 2-й опор; C_I, C_2 - жесткости упругих элементов демпферов 1-й и 2-й опор; m - масса ротора CT.

Усилия в ГДД являются сложными нелинейными функциями от перемещения и определялись с учетом конвективных сил инерции смазочного слоя по методике, изложенной в работе [5]. Подставив найденные значения x_c и y_c в дифференциальные уравнения, получим:

$$m(l_1\ddot{x}_2 + l_2\ddot{x}_1) + C_1x_1L + C_2x_2L + F_{R1}L\cos\varphi + F_{R2}L\cos\varphi - F_{\tau 1}L\sin\varphi - F_{\tau 2}L\sin\varphi =$$

$$= m\Delta L\omega^2\cos\omega t;$$
(2)

$$m(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + C_1y_1L + C_2y_2L + F_{R1}L\sin\varphi$$

+ $F_{R2}L\sin\varphi + F_{\tau 1}L\cos\varphi + F_{\tau 2}L\cos\varphi =$
= $m\Delta L\omega^2\sin\omega t.$ (3)

Переходим к составлению дифференциальных уравнений малых колебаний ротора вокруг главных центральных осей инерции. Главные моменты количества движения системы с точностью до малых величин первого порядка малости включительно будут:

$$\begin{split} L_{X} &= I_{T} \dot{\alpha}_{1} + I_{P} \omega \alpha_{2} \, ; \\ L_{Y} &= I_{T} \dot{\alpha}_{2} - I_{P} \omega \alpha_{1} \, ; \\ L_{Z} &= I_{P} \omega \, , \end{split}$$

где *Ip* и *I_T* - соответственно полярный и поперечный моменты инерции относительно центра масс ротора.

Используя теорему об изменении главного момента количества движения в относительном движении к центру инерции [4] и подставляя выражение (1) получаем:

$$I_{P}\omega(\dot{y}_{2} - \dot{y}_{1}) + I_{T}(\ddot{x}_{2} - \ddot{x}_{1}) - C_{1}x_{1}l_{1}L + C_{2}x_{2}l_{2}L$$

- $F_{R_{1}}l_{1}L\cos\varphi + F_{R_{2}}l_{2}L\cos\varphi - F_{\tau 1}l_{1}L\sin\varphi +$
 $F_{\tau 2}l_{2}L\sin\varphi = (I_{T} - I_{P})\delta L\omega^{2}\cos(\omega t - \theta);$ (4)

$$I_{P}\omega(\dot{x}_{2} - \dot{x}_{1}) - I_{T}(\ddot{y}_{2} - \ddot{y}_{1}) + C_{1}y_{1}l_{1}L - C_{2}y_{2}l_{2}L + F_{R1}l_{1}L\sin\varphi - F_{R2}l_{2}L\sin\varphi - F_{\tau 1}l_{1}L\cos\varphi + F_{\tau 2}l_{2}L\cos\varphi = (I_{P} - I_{T})\delta L\omega^{2}\sin(\omega t - \theta).$$
(5)

Для решения уравнений (2) — (5), которые представляют малые колебания ротора, удобно перейти к полярным координатам (e, φ), которые связаны с декартовыми координатами соотношениями:

$$x_i = e_i \cdot \cos \varphi, \ i = 1, 2;$$

$$y_i = e_i \cdot \sin \varphi, \ i = 1, 2,$$
(6)

Дифференцируя выражения (6) дважды по времени и подставляя результаты в уравнения (2) — (5), получим систему из 4-х нелинейных уравнений движения жесткого ротора с четырьмя степенями свободы на опорах с ГДД. Рассмотрим случай прямой синхронной прецессии:

$$e_1 = e_2 = 0; \quad e_1 = e_2 = 0;$$

$$\phi = \omega; \quad \phi = 0; \quad \varphi = \omega t + \varphi_0,$$

где φ_0 – постоянная интегрирования, определяющая сдвиг фаз между возбуждающей силой $Fu = M\Delta\omega^2$ и вызываемым ею перемещениям вибратора *е*. С учетом этих допущений уравнения (2) – (5) примут вид:

$$F_1^2 + F_2^2 = G^2, \\F_3^2 + F_4^2 = A^2,$$
(7)

где

$$\begin{split} F_{1} &= L(C_{1}e_{1} + C_{2}e_{2} + F_{R1} + F_{R2}) - m\omega^{2}(l_{1}e_{2} + l_{2}e_{1}); \\ F_{2} &= L(F_{\tau 1} + F_{\tau 2}); \\ F_{3} &= \omega^{2}(e_{2} - e_{1})(I_{P} - I_{T}) + L(C_{2}e_{2}l_{2} - C_{1}e_{1}l_{1} + F_{R2}l_{2} - F_{R1}l_{1}); \\ F_{4} &= L(F_{\tau 2}l_{2} - F_{\tau 1}l_{1}); \\ F_{5} &= L(C_{1}e_{1}l_{1} - C_{2}e_{2}l_{2} + F_{R1}l_{1} - F_{R2}l_{2}) - \omega^{2}(e_{2} - e_{1})(I_{P} - I_{T}); \\ A &= (I_{P} - I_{T})\omega^{2}L\delta; \qquad G = mL\Delta\omega^{2}. \end{split}$$

Система (7) является системой двух нелинейных трансцендентных уравнений относительно искомых амплитуд колебаний e_1 и e_2 . Аналитически решить ее невозможно, поэтому воспользуемся методом численного решения в среде математического пакета *МАТLAB*. Составленная программа позволяет осуществлять поиск всех корней в заданном диапазоне изменения исследуемых параметров. Начальные параметры задавались из решения задачи о колебаниях жесткого ротора СТ на ГДД как материальной точки из работы [2].

Анализ результатов

По изложенной методике были определены амплитудно-частотные характеристики (AЧX) ротора СТ (рис. 1). Исходные данные для расчета: $m = 255 \kappa r$, $C_1 = C_2 = 10^9$, L = 0.465 m, $l_1 = 0.036 m$, $l_2 = 0.501 m$, $I_P = 5.489 \kappa r m^2$, рабочая частота вращения $\omega_{PAE} = 860 pad/ce\kappa$, $I_T = 19.291 \kappa r m^2$. Моменты инерции и масса получены по трехмерной модели ротора, остальные параметры взяты из чертежей серийной СТ.

Результаты расчетов представлены на рис. 2, а, б, верхний рисунок (а) - это АЧХ жесткого гле ротора с ГДД, а нижний (б) - зависимость коэффициента передачи µ, показывающего, во сколько раз усилие, передаваемое на корпус через демпфер, больше статической неуравновешенности ротора от безразмерной частоты вращения $\overline{\omega} = \omega / \omega_{\scriptscriptstyle PAE}$. По оси ординат для всех верхних графиков показана безразмерная амплитуда колебаний $\varepsilon = e/\delta_0$, где δ_0 - зазор в демпфере. Сплошной линией показаны результаты расчета для первой опоры, а штриховой линией для второй опоры. Расчет произведен без учета влияния инерции жидкости (параметр инерции $\sigma = \omega \delta_0^2 \rho / \mu_0$, где μ_0 - динамическая вязкость

жидкости, ρ - плотность жидкости) и при относительном дисбалансе $U = \Delta \delta_0 = 0,3$. При расчетах варьировался только параметр демпфирования

$$B = \frac{D \mu_0}{4 m \omega_{PAE}} \left(\frac{L_B}{\delta_0} \right)^3,$$

где D- диаметр вибратора, L_B - длина вибратора. Анализ рис. 2 показывает, что как на АЧХ (рис. 2, а), так и на зависимости коэффициента передачи от частоты (рис. 2,9) имеются участки, которые можно трактовать как срывы, или изломы характеристик. Эти участки появляются только при больших значениях относительного дисбаланса U = 0,3 и малых значениях параметра демпфирования B = 0,005. Результаты расчетов при других значениях здесь не приведены в силу ограниченности объема статьи.



Рис. 2. Результат расчета ротора СТ для короткого ГДД при полном охвате σ = 0; B = 0.005; U = 0.3

Подбором величины демпфирования можно для заданного уровня дисбаланса спроектировать ГДД, обеспечивающий требуемую величину амплитуды колебаний и коэффициента передачи.

Выводы

1. Получено решения задачи вынужденных колебаний ротора СТ с ГДД в опорах с учетом нелинейности гидродинамических сил.

2. Показано, что так же, как и в одномассовом роторе, могут возникать срывные режимы работы.

3. Необходимо дальнейшее проведение многоплановой оптимизации конструкции и параметров ГДД, что позволит успешно внедрить их в опоры СТ и в конечном счете во многом решить задачу увеличения ресурса всего ГПА.

Литература

1. Новиков Д.К. Снижение вибрации двигателя НК-12СТ [Текст] / Д.К. Новиков, В.Б. Балякин, Ю.А. Клячин, С.Н. Кулагин, С.Д. Медведев // Газовая промышленность.- 1998.- № 12.-С. 36- 37.

2. Моухэн. Расчет демпфирующих опор со сдавливаемой пленкой для жестких роторов [Текст]/ Моухэн, Хан // Конструирование и технология машиностроения. — 1974. - №3. - С.160-168.

3. Кельзон А.С. Динамика роторов в упругих опорах [Текст]: моногр. / А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И.Яковлев // М.: Наука, 1982. -280 с.

4. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах [Текст]: учеб. пособие/ М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон// - М.: Наука, 1968. - Т. 2.-560 с.

5. Белоусов А.И. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов., Д.К. Новиков, В.Б. Балякин// Куйбышев. авиац. ин-т. - Самара, 1991. - 95 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

Д.К. Новіков, К.Н. Чаадаєв. Динаміка ротора ГТД з урахуванням нелінійності демпферів опор

Розглянуто завдання збільшення ресурсу вільної турбіни за рахунок впровадження гідродинамічних демпферів в штатну конструкцію опори. Складені диференціальні рівняння руху ротора з урахуванням його конструктивних особливостей. Гідродинамічні сили в демпфері записані в нелінійному вигляді щодо переміщень. Рішення велося в припущенні прямій синхронній прецесії ротора. В результаті отримано систему двох нелінійних трансцендентних рівнянь щодо амплітуд коливань в обох опорах. Система вирішувалася чисельно засобами пакета MATLAB. Отримано, що на певних частотних режимах можуть виникати нелінійні ефекти, що виражаються в явищі зрива амплітудно-частотної характеристики. Основним фактором, що впливає на ці ефекти, є величина дисбалансу, що діє в системі, і демпфірування. Наведено результати розрахунку вимушених коливань системи і дано аналіз доцільності модернізації опор турбіни.

Ключові слова: апарат газоперекачувальний, демпфер гідродинамічний, динаміка, нелінійність, оптимізація, ресурс, ротор, турбіна вільна.

D.K. Novikov, K.N. Chaadaev. GTE rotor dynamics with accounting for nonlinear damper supports

The problem of increasing the share of the power turbine due to the introduction of the hydrodynamic design of dampers in a full-time support. Made differential equations of motion of the rotor based on its design features. Hydrodynamic forces in the damper are written in the form of relatively non-linear displacements. The solution was carried out under the assumption of direct synchronous precession of the rotor. The result is a system of two nonlinear transcendental equations for the amplitudes of the oscillations in both poles. The system was solved numerically by means of MATLAB. It was found that in certain frequency regimes can arise nonlinear effects lead to the phenomenon of failure of the amplitude-frequency characteristics. The main factor influencing these effects is the magnitude of the imbalance, the current system, and damping. The results of calculation of forced vibrations of the system and analyzes the feasibility of upgrading the power turbine towers.

Key words: gas compressor unit, the hydrodynamic damping, dynamic, nonlinear, optimization, resource, rotor, power turbine.

УДК 621.822.187

Е.Ф. Паровай

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОНКИХ СЛОЕВ СМАЗКИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В данной статье описываются особенности конечно-элементного моделирования тонких слоев смазки с помощью современных программных средств, таких как ANSYS APDL, ANSYS CFX и ICEM CFD. Раскрыта суть основных проблем, возникающих при разбиении моделей узких зазоров на конечные элементы. Приведены достоинства и недостатки программных модулей при работе с малыми зазорами. Показаны пути решения сложностей, возникающих при конечно-элементном моделировании, в частности, проблемы «схлопывания» конечных элементов и проблемы плохой сходимости расчетов в различных модулях ANSYS. Сделаны выводы о методах повышения качества сетки конечных элементов. Описаны направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: ANSYS APDL, ICEM CFD, гидродинамический подшипник, зазор, конечный элемент, пристеночный слой, свободная сетка, «схлопывание», сходимость, упорядоченная сетка.

Введение

В настоящее время при проектировании изделий авиационного назначения, в частности гидродинамических подшипников, применяются программные системы конечно-элементного (МКЭ) анализа. Подготовка модели к расчету в таких системах представляет собой наложение на модель сетки конечных элементов требуемых формы и размера.

1. Особенности разбиения моделей узкого зазора на конечные элементы

При создании моделей узких зазоров различной геометрии (двухмерных, трехмерных, со стабилизирующими областями, с маслораздаточной канавкой и форсункой подвода смазки, без явного подвода смазки, зазора между одной колодкой ПССК и валом и полного кругового зазора в подшипнике и т.д.) приходится сталкиваться с проблемами по разбиению моделей на конечные элементы (создание сетки).

Причинами таковых проблем являются:

1) слишком малая величина моделируемого зазора (от 5 мкм). В виду того, что в работе рассчитываются ультраузкие зазоры, большинство встроенных Mesh-редакторов (в ANSYS CFX – CFX-Mesher) воспринимали предложенную для разбиения геометрию неадекватно. В результате сетка КЭ на зазоре «схлопывалась», искривлялась, создавая остроугольные элементы (неприемлемого качества, что в лучшем случае резко снижает точность расчета, а обычно делает расчет невозможным), или вовсе не накладывалась. 2) необходимость наложения упорядоченной сетки на зазор. Еще одну сложность при разбиении моделей зазора сеткой конечных элементов вызывает необходимость создания упорядоченной сетки. CFX-Mesher был не в состоянии накладывать упорядоченную сетку на зазор столь малой величины, что особенно хорошо иллюстрировалось при попытках создания объемного разбиения на элементы.

3) обусловленная требованиями гидродинамики форма конечного элемента. Модель зазора для гидродинамических расчетов должна быть разбита элементами определенной формы для того, чтобы результат расчета был достаточно высокой точности. Это форма прямоугольного параллелепипеда (гексаэдра).

Кроме того, для удовлетворительных результатов расчета необходимо соблюдать отношение сторон КЭ до 1 к 20...100.

Чем сложнее геометрия модели, тем хуже она поддается разбитию элементами такой формы.

В случае зазора шириной от 5 мкм было трудно создавать сетку КЭ на зазоре не такой сложной формы, как очень малого размера.

4) сравнительно большое количество конечных элементов по ширине зазора. Опять же, для удовлетворительной точности расчета необходимо разбиение зазора на 8 и более КЭ по толщине. В некоторых моделях использовалось разбиение зазора в 5 мкм на 16...20 элементов (следовательно, высота одного КЭ была менее 0,25 мкм).

5) сгущение сетки (пристеночный слой). Сгущение сетки зазора необходимо для расчетного

© Е.Ф. Паровай, 2012

фиксирования явления отрыва потока от стенки зазора (в пристеночном слое, где изменения параметров течения наиболее заметные), и, в результате, для повышения точности расчетов.

6) общее высокое качество сетки. Само собой, точность любого программного расчета зависит от количества конечных элементов, на которые модель разбита. В свою очередь, с увеличением числа КЭ заметно возрастает и время расчета. Кроме того, точность напрямую зависит от качества конечных элементов — разбитая свободной сеткой модель не даст достоверного описания процессов, происходящих в ней, особенно, если это модель течения жидкости в узком зазоре подшипника скольжения.

При проведении ряда расчетов моделей с различным качеством конечных элементов было замечено, что существует зависимость между качеством сетки КЭ в модели и сходимостью программного расчета. Это значит, что при различном качестве сетки график сходимости расчета протекает по-разному.

Условием сходимости расчета принято считать снижение всех графиков рассчитываемых характеристик модели ниже уровня 10^{-4} . При плохом качестве сетки КЭ так называемая сходимость расчета может быть не достигнута. На рис. 1 показаны графики, полученные в процессе расчета одной из моделей узкого зазора.



Рис. 1. Пример несходимости расчета в связи с низким качеством сетки КЭ

7) сочетание свободной (неупорядоченной, нерегулярной) сетки на областях стабилизаторов с упорядоченной сеткой зазора. Эта особенность привела к необходимости разбиения поверхностей модели на более мелкие области, описывающие изменения геометрии модели — переходы зазора в области стабилизаторов, выход смазки из подводящей форсунки в маслораздаточную канавку, а затем в рабочий зазор и т.д. Что, в свою очередь, обязало создать качественные сопряжения упорядоченной и неупорядоченной (свободной) сеток между отдельными элементами модели.

2. Создание сетки конечных элементов в ICEM CFD

ICEM CFD — программный модуль ANSYS, представляющий собой мощный генератор сетки конечных элементов.

При разбиении модели гидродинамического подшипника в ICEM CFD создавалась блочная структура для получения сгущающейся гексаэдрической сетки в узком зазоре и О-сетка для пристеночного слоя системы подвода смазки (маслораздаточная канавка, форсунка). На рис. 2. представлена КЭ-модель зазора гидродинамического подшипника, созданная с помощью ICEM CFD.



Рис. 2. Модель зазора сегментного гидродинамического подшипника в ICEM CFD (при рассмотрении одной колодки)

При таких достоинствах сеточного генератора ICEM CFD, как возможность работы с любой геометрией и легкость создания и связывания любых видов конечных элементов, имел место существенный недостаток - элементы в узком зазоре «схлопывались», что заставило воспользоваться модулем ANSYS APDL для разбиения области зазора.

3. Создание сетки конечных элементов в ANSYS APDL

ANSYS APDL отличается тем, что в нем можно наложить практически любую сетку конечных элементов на модель любой геометрии, как двухмерную, так и трехмерную. Это оказалось очень выгодным при наложении сетки на большинство расчетных моделей, описываемых в данной дипломной работе, так как их геометрия заключает в себе несколько особенностей, которые могут неадекватно восприниматься другими программами по разбиению моделей на конечные элементы. Такими особенностями являются:

 слишком малая величина моделируемого зазора (от 5 мкм);

 необходимость наложения упорядоченной сетки на зазор;

 обусловленная требованиями гидродинамики форма конечного элемента;

 сравнительно большое количество элементов по толщине зазора;

5) сгущение сетки у краев зазора (пристеночный слой); 6) сочетание свободной (неупорядоченной, нерегулярной) сетки на областях стабилизаторов с упорядоченной сеткой зазора.

Полная модель подшипника (рис. 3) представляет собой 3D-модель зазора (зазоры между колодками и валом, между колодками) и стабилизирующих областей, введенных во избежание вихрей и обратных токов, заметно искажающих результаты расчетов).



Рис. 3. Модель зазора сегментного гидродинамического подшипника

Модель подшипника является параметрической по смещению вала относительно колодок, который задается переменной эксцентриситета smesh («смещение»).

Первоначально модель создается с эксцентриситетом вала smesh = 0 (для первого расчета). Затем следующие модели для исследования зависимости распределения давлений по зазору от смещения вала получаются путем изменения величины smesh в log-файле.

На рис. 4 показана поверхностная свободная сетка (неупорядоченная, free-ceтка) на областяхстабилизаторах потока смазки. Такой вид сетки может применяться для разбиения больших добавочных объемов, значения параметров потока внутри которых маловажны или не представляют практического интереса.



Рис. 4. Сетка области стабилизатора

На рис. 5 показана упорядоченная сетка с пристеночным слоем (сгущением), наложенная на 5микронный зазор.



Рис. 5. Сетка области зазора

Форма и количество конечных элементов в модели учитывают требования гидродинамики.

Заключение

Конечно-элементное моделирование тонких слоев смазки обладает рядом особенностей, которые необходимо учитывать при наложении на них сетки конечных элементов.

Только оперируя моделью с достаточно высоким качеством сетки конечных элементов, можно судить о результатах ее расчета, как о достоверных, то есть качественно и точно описывающей процессы течения жидкости.

Повысить качество сетки, разбивающей модель узкого зазора на конечные элементы, можно учитывая следующие особенности:

 обусловленная требованиями гидродинамики форма конечного элемента;

 количество конечных элементов по ширине зазора не менее 9;

- 3) сгущение сетки (пристеночный слой);
- 4) общее высокое качество сетки.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010

Литература

1. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения [Текст]/В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле. – М.: Машиностроение, 1983. – 232с.

2. Сегментные гидродинамические подшипники скольжения сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и упругим замыканием рабочего зазора: технический отчет №ТО-44-К-2007. - Самара: ОАО СКБМ; исполн. В.Б. Гордеев.– 2007. – 21 с.

3. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле [Текст]/А. Камерон. – М.: МашГИз, 1962. – 296 с.

 Проектирование сегментных гидродинамических подшипников скольжения сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора [Текст]: техн. отчет НИР: испол. ОАО СКБМ [и др.]. – Самара: ОАО СКБМ, 2008. – 133 с. – Инв. № ТО-44-К-2008.

5. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т.2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения [Текст]/под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

Поступила в редакцию 29.05.2012

Е.Ф. Паровай. Кінцево-елементне моделювання тонких шарів мастила гідродинамічного підшипника авіаційного двигуна

У даній статті описуються особливості кінцево-елементного моделювання тонких шарів мастила за допомогою сучасних програмних засобів, таких як ANSYS APDL, ANSYS CFX і ICEM CFD. Розкрито суть основних проблем, що виникають при розбитті моделей вузьких зазорів на кінцеві елементи. Наведено переваги і недоліки програмних модулів при роботі з малими зазорами. Показані шляхи вирішення складностей, що виникають при кінцево-елементному моделюванні, зокрема, проблеми «схлопування» кінцевих елементів і проблеми поганої збіжностісті розрахунків у різних модулях ANSYS. Зроблено висновки про методи підвищення якості сітки кінцевих елементів. Описано напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: ANSYS APDL, ICEM CFD, гідродинамічний підшипник, зазор, кінцевий елемент, пристінковий шар, вільна сітка, «схлопування», збіжність, упорядкована сітка.

Ye.F.Parovay. Final-element modeling of thin lubricating layers of aviation engine's hydrodynamic bearing

In this article are described features of final-element modeling of thin lubricating layers by means of modern software, such as by ANSYS APDL, ANSYS CFX and ICEM CFD. The essence of the main problems arising at narrow gaps models splitting on final elements is opened. Advantages and disadvantages of program modules at work with small gaps are given. Solutions of the difficulties arising at final-element modeling are shown, in particular, problem of final element zero thickness and problem of calculations bad convergence in various ANSYS modules. Conclusions about methods of mesh quality improvement are drawn. The directions of further researches are described.

Key words: ANSYS APDL, ICEM CFD, hydrodynamic bearing, gap, near-a-wall layer, free mesh, final element zero thickness, convergence, ordered mesh.

УДК 621.452.3.017

А.Н. Петухов, А.Н. Стадников, М.Ю. Миллер, Е.С. Руденок

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПО 1-Й КРУТИЛЬНОЙ ФОРМЕ КОЛЕБАНИЙ

Исследованы частотные характеристики крупногабаритной (длиной более 1200 мм) рабочей лопатки из сплава BT6 паровой турбины. Разработана и изготовлена специальная оснастка с высокой жесткостью и значительной массой (более 300 кг) с симметричным креплением двух лопаток. Экспериментально определены первые четыре формы собственных колебаний и выявлены формы колебаний с максимальными напряжениями в верхних сечениях профильной части (3-я и 4-ая формы колебаний лопатки — 3-я изгибная и 1-ая крутильная формы). Определен предел выносливости лопаток при колебаниях по 1-ой крутильной форме.

Ключевые слова: частотные характеристики лопатки, формы колебаний, узловые линии, многоцикловая усталость, предел выносливости.

Введение

Экспериментальное исследование динамической прочности натурных лопаток энергетических установок относится к достаточно сложным научным и техническим задачам, т.к. исследуемые объекты уникальны, крупногабаритны и весьма дороги.

Для испытания на многоцикловую усталость (МнЦУ) лопаток необходимы специальные оборудование и оснастка, а также опыт выполнения подобных испытаний.

В статье приводятся экспериментальные исследования низших частот и форм собственных колебаний лопаток из сплава ВТ6 паровой турбины, распределений напряжений, а также экспериментальная оценка предела выносливости лопаток с разрушениями в верхних сечениях профильной части при собственных колебаниях по обертону.

1. Объект исследования

Объектом исследования были крупногабаритные рабочие лопатки (массой 16,5 кг) из сплава ВТ6 паровой турбины.

Характерные геометрические параметры ло-патки:

- высота профильной части лопатки составляет 1200 мм;

- торцевое сечение профильной части лопатки оканчивается бандажной полкой высотой 20 мм и шириной 41 мм; угол закрутки лопатки от корневого сечения до бандажной полки составляет 95°;

 - среднее значение хорды по высоте профильной части составляет ~ 180 мм;

- на лопатке имеется два пояса шириной ~ 40 мм с увеличенной толщиной профиля пера (пояса усиления пера) с отверстиями для тросовых бандажных связей, расположенных от полки хвостовика соответственно на расстояниях 520 мм (первый пояс) и 870 мм (второй пояс), плавно сопрягающиеся с профильной частью.

2. Средства исследования

Для выполнения исследований характеристик МнЦУ лопаток с разрушениями в верхних сечениях профильной части, характерными при собственных колебаниях лопаток по обертонам, потребовалось:

 разработать и изготовить специальную с высокой жесткостью и значительной массой оснастку с симметричным креплением двух лопаток;

 для проведения экспериментальных исследований внести дополнения и уточнения в действующие методики.

Возбуждение собственных колебаний лопаток и усталостные испытания лопаток были выполнены на вибростенде V8-440 фирмы LDS.

Разработанная оснастка и применение современного оборудования позволили реализовать

© А.Н. Петухов, А.Н. Стадников, М.Ю. Миллер, Е.С. Руденок, 2012

возбуждение нескольких низших форм собственных колебаний лопаток с уровнем амплитуды переменных напряжений, достаточным для проведения испытаний на МнЦУ. Масса исследуемого объекта в сборе (две лопатки с приспособлением) составила ~ 315 кг при общей длине цепочки «лопатка – приспособление – лопатка» ~ 2900 мм (рис. 1).



Рис. 1. Вибростенд с лопатками в сборе:

1 - исследуемая лопатка; 2 - лопатка-противовес; 3 - приспособление для крепления лопаток;
 4 - профилированные зажимы (4 шт.); 5 - вибростенд; 6 - лазерная головка; 7 - пятно лазерного луча на лопатке 1

Для определения на вибростенде частот и форм собственных колебаний лопаток применялся лазерный сканирующий виброметр PSV-400-1D фирмы Polytec (поз. 6 – лазерная головка виброметра, системный блок и компьютер не показаны).

Для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) лопаток при собственных колебаниях в характерных зонах профильной части лопатки, включая пояса усиления с отверстиями, были наклеены одно- и трехкомпонентные (розетки) фольговые тензорезисторы базой 3 мм с сопротивлением активной решетки 350 Ом. В процессе исследований они неоднократно переклеивались.

3. Результаты исследования частотных характеристик и НДС

Собственные колебания лопаток исследовались в частотном диапазоне до 200 Гц.

На рис. 2 приведена спектрограмма колебаний лопатки. Определены формы собственных колебаний лопатки: первому резонансу соответствует первая изгибная форма, второму - вторая изгибная, третьему - третья изгибная и четвертому - первая крутильная формы (рис. 3 a, б).



Рис. 2. Спектрограмма колебаний лопатки в частотном диапазоне до 200 Гц

Экспериментальные и расчетные значения (расчет частот собственных колебаний лопатки и распределений напряжений выполнен ОАО «Силовые машины») частот низших четырех форм собственных колебаний лопатки составили: экспериментальные (средние по 8-ми лопаткам) – 29 Гц, 51 Гц, 126 Гц, 190 Гц, и расчетные – 25,7 Гц, 51,2 Гц, 112,9 Гц, 176,9 Гц. Различие экспериментальных и расчетных значений частот составило около ~ 10%. Следует отметить, что в эксперименте фиксирование лопаток осуществлялось по елочному хвостовику, в расчетах лопатка фиксировалась по корневому сечению пера (по полке хвостовика) и не учитывались отверстия в поясах усиления пера.

Экспериментальная оценка НДС лопатки при собственных колебаниях по исследуемым формам удовлетворительно совпала с расчетными данными (в виду ограниченного объема статьи табличные результаты не приводятся): зоны с максимальными напряжениями в эксперименте и в расчете совпадают, соотношения напряжений для различных зон близки по значениям для изгибных форм, но несколько отличны у крутильной формы. Экспериментальные и расчетные напряжения оценены в продольном направлении лопатки.

Из полученных результатов следовало, что максимальные напряжения в верхних сечениях профильной части (между вторым поясом усиления и бандажной полкой) реализуются при колебаниях по третьей изгибной и первой крутильной формам, причем максимальные напряжения для крутильной формы (рис. 3) размещены ближе к бандажной полке.





Рис. 3. Колебания лопатки по 1 крутильной форме: *a*) - форма колебаний; *б*) - положение узловой линии; *в*) - расчетное распределение напряжений по высоте лопатки при амплитуде колебаний 1мм (максимальная амплитуда на бандажной полке)

Для крутильной формы собственных колебаний лопаток замеренные максимальные деформации (максимальные напряжения отах) расположены на входной и выходной кромках на удалении 77...80 мм от торца бандажной полки, причем на входной кромке со стороны спинки, а на выходной - со стороны корыта. Наибольшие замеренные деформации у наклонного отверстия второго усиления пера по спинке и по корыту оказались на большой полуоси эллипса со стороны острого угла, величина напряжений оказалась равной (0,43...0,53) отах. Оценка фактической величины напряжений у отверстия является специальной задачей, решаемой совместными расчетным и экспериментальным способами, и в данном исследовании не проводилась.

4. Испытания лопаток на МнЦУ

Испытания лопаток на усталость проводили на вибростенде V8-440 при резонансных колебаниях по четвертой форме (первой крутильной форме) при нормальной температуре (рис. 1).

При выбранной камертонной схеме возбуждения двух лопаток в оснастке на вибростенде режимным испытаниям подвергалась одна (исследуемая) лопатка. Вторая лопатка являлась противовесом, уровень нагружения ее при испытаниях на МнЦУ составлял не более 15% от уровня нагружения исследуемой лопатки.

Ограниченное число лопаток не позволило провести испытания на МнЦУ с использованием стандартного метода испытания, поэтому для определения предела выносливости был применен метод «лестницы» [1,2]. Первая лопатка была испытана при амплитуде отах = 320 МПа. Величина ступеньки перегрузки лопаток составляла $\Delta \sigma$ тах = 20 МПа. За базу испытаний принималась N6 = 2·10⁷ циклов.

Результаты испытаний представлены на рис. 4.



Рис. 4. Результаты испытаний лопаток по методу

«лестницы»: • - лопатка разрушилась; • О - лопатка не разрушилась

Предел выносливости лопаток при колебаниях по первой крутильной форме при нормальной температуре на базе $N = 2 \cdot 10^7$ циклов составил σ -1 = 300 МПа. Разрушения лопаток происходили в периферийных сечениях профильной части у входной кромки и у наклонных отверстий во втором поясе усиления пера по спинке и по корыту на большой полуоси эллипса со стороны острого угла.

В лопатке №1 образовались две трещины:сквозная трещина длиной ~ 40 мм на входной кромке на удалении ~ 80 мм от торца бандажной полки с направлением распространения под углом ~ 75° к продольной оси лопатки (на рис. 5 и далее стрелками указаны начало, середина и конец трещины).



Рис. 5. Вид первой усталостной трещины в лопатке №1

В лопатке № 2 также образовались две трещины:

 первая трещина длиной ~ 74 мм на корыте у наклонного отверстия под углом ~ 45° к продольной оси лопатки (см. рис. 6 а);





а

б

Рис. 6. Вид усталостных трещин в лопатке №2: а - первой трещины; б - второй трещины - вторая трещина длиной ~ 24 мм на спинке у наклонного отверстия под углом ~ 10° к поперечной оси лопатки (см. рис. 6 б).

На лопатке № 5 образовались три трещины: - поперечная трещина длиной ~ 15 мм на спинке у входной кромки без выхода на нее на удалении ~ 100 мм от торца бандажной полки;

- трещина длиной ~ 65 мм на корыте у наклонного отверстия под углом ~ 40° к поперечной оси лопатки;

- трещина длиной ~ 20 мм на спинке у наклонного отверстия под углом ~ 25° к поперечной оси лопатки.

На лопатке №8 образовалась одна трещина длиной ~ 65 мм на спинке у наклонного отверстия под углом ~ 35° к поперечной оси лопатки.

По полученным результатам можно заключить, что разрушения лопаток в периферийных сечениях профильной части у входной кромки и у наклонных отверстий во втором поясе усиления пера практически равновероятны.

Выводы

Исследованы низшие четыре формы собственных колебаний лопаток: первая, вторая и третья изгибные, а также четвертая или первая крутильная формы.

Показано, что в сечениях верхней части пера максимальные напряжения возникают при колебаниях лопаток по третьей изгибной и по первой крутильной формам.

Среднее значение предела выносливости лопаток на базе Nб = $2 \cdot 10^7$ циклов при колебаниях по первой крутильной форме при нормальной температуре составило σ -1 = 300 МПа.

Литература

1. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей [Текст]: моногр. /И.А. Биргер, Б.Ф. Балашов, Т.К. Брагина, Р.А. Дульнев, Т.П. Захарова, Л.А. Козлов, А.Н. Петухов. - М.:Машиностроение, 1981. – 221 с.

2. Петухов, А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД [Текст]: моногр. /А.Н. Петухов. - М.: Машиностроение, 1993. - 240 с.

Поступила в редакцию 30.05.2012

A.N. Petukhov, A.N. Stadnikov, M.J. Miller, E.S. Rudenok. Experimental examination of frequency characteristic and determination of hfc blade turbine over first torsional oscillation mode

Explored frequency features long (the length more than 1200 mm) worker blades from alloy VT6 steam turbine. It is designed and made special rig with high acerbity and significant mass (more than 300 kg) with symmetrical fastening two blades. Experimental are determined first four oscillation mods and is revealed oscillation mods with maximum stress in upper sections profile part (3-d and 4-th oscillation mods of the blade - 3-d bending and 1-st torsional oscillation mod). Determined endurance limit (HFC) of the blades at 1st torsional oscillation mod. Endurance limit of blades on the basis of $2 \cdot 10^7$ cycles amounted to 300 MPa.

Key words: steam turbine, blade frequency characteristics, oscillation mode, node lines, high cycle fatigue, endurance limit.

УДК 621.452

А.Ю. Тисарев

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОПОРЫ ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ конструкции элементов подвода масла к узлам трения в опоре АД и ЭУ, источников тепловыделения и способов тепловой защиты опор. Были составлены и рассмотрены классификации узлов трения, способов подвода масла к ним и тепловой защиты опор. В ходе работы был проведен гидравлический расчет системы охлаждения опоры турбины двигателя с учетом подогрева рабочего тела о стенки каналов двигателя. С помощью теплового расчета определены поля температур деталей опоры, которые необходимы как для уточнения средних температур стенок каналов, так и для расчета напряженно-деформированного состояния. Результатом работы является получение зависимостей количества тепла, поступающего в опору от конструктивных и геометрических параметров уплотнений. В процессе работы разработана методика расчета системы охлаждения опоры турбины авиационного двигателя.

Ключевые слова: опора турбины, тепловое состояние, теплоотдача в масло, уплотнение, масляная полость.

Постоянное повышение уровня температуры и давления в проточной части двигателя ужесточает условия использования масел. Поэтому при разработке перспективных ГТД важной задачей является обеспечение «щадящего» режима эксплуатации масел за счет минимизации температуры воздуха в предмасляных полостях, тепловой защиты стенок опоры и установки перспективных малорасходных уплотнений. В данной работе рассмотрены вопросы, связанные с улучшением тепловой защиты масляных полостей. Обоснована необходимость повышения эффективности охлаждения опор и приведены варианты конструктивных способов ее осуществления.

Величина прокачки масла пропорционально зависит от количества тепла, поступающего в опору, которое для ТРДД может достигать более чем 200 кВт [1]. Теплоотдача в масло от трения составляет не более 45% [2], остальное тепло, поступающее в масло, непосредственно передается от горячего воздуха. В связи с этим при проектировании ГТД существенная роль должна отводиться уменьшению составляющих теплоотдачи от воздуха через уплотнения и через стенки масляной полости.

Существуют два подхода к рассмотрению уплотнений. В первом подходе уплотнение рассматривается как пара трения, чью работоспособность необходимо обеспечивать [3]. Во втором — как часть систем двигателя [4]. Особенно важно изучать работу уплотнения в составе масляной системы двигателя, а так же влияние процессов, происходящих в уплотнении, на работу масляной системы. Это связано с тем, что подогрев масла в опоре двигателя должен находиться в диапазоне 40 — 70 градусов. При современных уровнях температуры обеспечить выполнение этого требования очень сложно.

Разработанная методика позволяет рассчитывать варианты охлаждения и наддува опор. Изучать влияние охлаждающего воздуха не только на параметры охлаждения, но и на удельные параметры двигателя. С помощью методики можно рассчитывать необходимую прокачку масла, а также рассматривать распределение теплоотдачи по узлам в зависимости от режима работы двигателя (рис. 1).

Наддув уплотнений масляной полости осуществлен воздухом, отбираемым за компрессором СД. Сброс воздуха, наддувающего уплотнения, производится в наружный контур двигателя.

Охлаждение всех дисков турбины производится воздухом, отбираемым за двенадцатой ступенью компрессора. При этом исходная величина давления указанного воздуха имеет высокий уровень, достаточный для преодоления противодавления в газовом тракте. В связи с этим в конструкции рассматриваемого двигателя имеет место подмешивание «горячего» воздуха к «холодному» воздуху.

Для тепловой защиты масляной полости в зоне корпуса подшипников установлены дефлекторы. Но их эффективность сравнительно невелика, т.к. основное тепло в масляную полость поступает с воздухом, проникающим через уплотнения ($G_B > 60r/c$), а также передается через ее стенки за счет конвективного теплообмена с потоком обтекающего воздуха.



Рис. 1. Распределение теплоотдачи в масло в зависимости от режима работы двигаеля

Для исследования воздушного охлаждения теплонапряженной опоры ротора была выбрана опора турбины двигателя HK-36CT.

Идея повышения эффективности охлаждения заключается в том, чтобы отбирать воздух из ветки охлаждения не за 12-ой ступенью компрессора ВД, а за восьмой и подводить его через трубки в стойках СА.

Результаты теплового расчета (°С), полученные с помощью программы ANSYS для данной схемы охлаждения, показаны на рис. 2.

Сравнение двух вариантов наддува и охлаждения опоры показано на рис. 3.

Сравнивая два варианта наддува и охлаждения опоры турбины двигателя HK-36CT, видно, что теплоотдача в масло от стенок опоры снизилась на 20,6%, количество тепла, проникающее в опору через уплотнения, снизилось на 2%.

Суммарное количество тепла, вносимое в опору, и, соответственно, величина потребной прокачки масла снизились на 7,9%.

Это связано с тем, что воздух за восьмой ступенью компрессора ВД более холодный, следовательно, эффективность охлаждения повысится.

В данной работе также проводилось исследование взаимного влияния характеристик системы уплотнений на количество воздуха, проникающего в опору.

Рассматриваемая система уплотнений состоит из двух лабиринтов, расположенных на валу низкого давления (рис. 4).



Рис. 2. Температурное состояние опоры



Рис. 3. Общее количество тепла, вносимое в опору в первом и во втором случаях наддува



Рис. 4. Система лабиринтных уплотнений

Нижнее уплотнение влияет на количество и температуру воздуха, которое будет проникать через контактное уплотнение в опору. Верхнее уплотнение влияет на количество воздуха в полости, что в свою очередь также влияет на расход воздуха через лабиринтное и контактное уплотнения.

На количество тепла с воздухом через уплотнения исследовалось влияние следующих геометрических параметров:

- угол наклона гребешков;
- количество гребешков;
- величина радиального зазора (рис. 5-6).



Рис. 5. Исследование влияния величины радиального зазора нижнего уплотнения



Рис. 6. Исследование влияния величины радиального зазора верхнего уплотнения

Из рис. 5 и 6 можем наблюдать абсолютно обратное влияние величины радиального зазора на верхнем и нижнем уплотнении. С увеличением зазора нижнего уплотнения расход воздуха через него возрастает и, соответственно, увеличивается количество тепла, проникающего в опору с воздухом. При росте величины зазора в верхнем уплотнении увеличивается сброс воздуха в тракт, что приводит к уменьшению количеству тепла, поступающего в масло.

В результате исследования можно сделать вывод о том, что варьируя конструктивными и геометрическими параметрами уплотнения, можно снизить количество тепла, проникающего в опору и тем самым продлить срок ее службы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems [Текст] / Ken Hart // ASME Turbo Expo 2008, GT 2008-50450.

2. Трянов А.Е. О тепловой защите масляных полостей опор создаваемых ГТД [Текст]/ А.Е. Трянов, О.А. Гришанов, А.С. Виноградов // Вестн. СГАУ. -2009. - №3. - Ч.1. Самара, 318-329 с.

3. Фалалеев С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев; М.: Изд-во МАИ, 1998.- 276 с.

4. Muller Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of jet engine [Text] / Yannick Muller // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea And Air / MTU Aero Engines GmbH. - 2008. - GT2008-5007.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.Ю. Тисарев. Розробка методики розрахунку системи охолодження опори турбін авіаційних двигунів

Проведено аналіз конструкції елементів підведення масла до вузлів тертя в опорі АД і EУ, джерел тепловиділення і способів теплового захисту опор. Були складені і розглянуті класифікації вузлів тертя, способів підведення масла до них і теплового захисту опор. В ході роботи було проведено гідравлічний розрахунок системи охолодження опори турбіни двигуна з урахуванням підігріву робочого тіла об стінки каналів двигуна. За допомогою теплового розрахунку визначено поля температур деталей опори, які необхідні як для уточнення середніх температур стінок каналів, так і для розрахунку напружено-деформованого стану. Результатом роботи є отримання залежностей кількості тепла, що надходить в опору від конструктивних і геометричних параметрів ущільнень. В процесі роботи розроблена методика розрахунку системи охолодження опори турбіни авіаційного двигуна.

Ключові слова: опора турбіни, тепловий стан, тепловіддача в масло, ущільнення, масляна порожнина.

A.Y Tisarev. Development of methods the calculation of cooling system support aircraft turbine engine

The analysis of the oil supply elements construction to the friction joint of AE and PP support, heat sources and methods of thermal protection supports was realized. The classification of friction joints, ways of oil supplying to them and the heat shield supports were composed and reviewed. In the work process the hydraulic calculation of the base turbine engine cooling system with regard to actuation fluid heat of the engine channels sides was realized. Temperature fields are determined with the help of thermal calculation. These fields are needed to clarify the average temperatures of the channels walls and to calculate the stress-strain state. The result of the work is to obtain the dependences of the heat supplied to the support from the structural and geometrical parameters of the seals. In the process, the method of the cooling calculation the turbine aircraft engine bearings is designed.

Keywords: support the turbine, thermal state, heat the oil, seal, bearing chamber.

УДК 62-762.001

С.В. Фалалеев

Самарский государственный аэрокосмический университет (национальный исследовательский университет), Россия

ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ ГАЗО- И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ ОПОР АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Конструирование, изготовление и эксплуатация уплотнений и уплотнительных систем требует обширных знаний. К уплотнениям авиационных двигателей предъявляются высокие требования. Газодинамические и гидродинамические уплотнения имеют широкие перспективы применения в авиационных двигателях. Основные проблемы: материалы, деформации колец, необходимость создания математических моделей сопряженных процессов. В статье описан принцип работы и изложен подход к проектированию торцовых уплотнений с газовой и жидкостной смазкой. Приведены характерные картины распределения давления в зазоре обоих типов уплотнений.

Ключевые слова: торцовое газодинамическое уплотнение, торцовое гидродинамическое уплотнение, авиационный двигатель, утечки.

Введение

Конструирование, изготовление и эксплуатация уплотнений и уплотнительных систем требует обширных знаний. Процессы в уплотнительных щелях определяются свойствами жидкостей и газов, теплопередачей и теплоотдачей, фазовыми изменениями, изнашиванием и коррозией, воздействием на подвижные части уплотнений сил и моментов, вибрационным состоянием и т.д. Очень часто эти определяющие величины так тесно связаны между собой, что кажется невозможным надежно рассчитать поведение уплотнительной системы в процессе эксплуатации. Но необходимо найти решение или доказать, что при предъявленных требованиях при существующем состоянии техники определенная уплотнительная проблема не решается. Для этого нужны знания и опыт. Все это в большой степени относится к авиа- и ракетостроению, ведущему классу технических систем, во многом определяющему развитие других отраслей машиностроения. Разработка новых двигателей сдерживается отсутствием доведенных высокоресурсных уплотнительных узлов, которые были бы работоспособны и в более жестких условиях эксплуатации. Конструирование и применение уплотнений в двигателях требует учета многих факторов, которые обычно не являются критическими для других областей техники.

Уплотнения ДЛА должны обеспечивать:

- заданную герметичность соединения в течение всего ресурса;

- минимально возможные трения, изнашивание и тепловыделение (при этом необходимо

© С.В. Фалалеев, 2012

исключить возможность взаимодействия продуктов изнашивания с уплотняемыми рабочими телами);

 - функционирование узла после длительного хранения;

- работоспособность при взаимных осевых и радиальных перемещениях деталей статора и ротора во время работы ДЛА;

- технологичность изготовления и сборки элементов ДЛА.

Уплотнения опор работают в условиях значительных перепадов давления и температуры, что вызывает повышенные силовые и температурные деформации уплотнительных колец. Существенным фактором, влияющим на работу изделия, также является многорежимность двигателя. Уплотнения должны обеспечивать надежную работу двигателя на всех режимах его работы.

Постоянно повышающиеся требования к надежности, герметичности и весу уплотнений вызывают интерес к торцовым уплотнениям с газовой или жидкостной смазкой. Правильно спроектированное такое уплотнение должно работать без изнашиваемости пары трения с меньшей утечкой, чем радиально-торцовое уплотнение. В ряде случаев торцовые бесконтактные уплотнения имеют меньшие утечки, чем торцовые контактные уплотнения. В особенности при очень высоких скоростях вращения роторов таким уплотнениям не имеется альтернативы. Гарантированная газовая или жидкостная пленка в зазоре торцового уплотнения создается с помощью микроканавок. Многолетний опыт эксплуатации торцовых уплотнений с газовой смазкой, разработанных в Самарском государственном аэрокосмическом университете, в ООО «Газпром трансгаз Самара» показал, что использование дорогостоящих таких уплотнений дает значительный экономический эффект в эксплуатации. При этом уплотнения нагнетателей природного газа из-за высоких перепадов давлений (8...20 МПа) и из-за отнюдь не авиационной точности изготовления роторных элементов работают зачастую в более напряженных условиях, чем в авиационных двигателях.

Однако, несмотря на наличие фундаментальных исследований в этой области [1-3], до сих пор не созданы методы расчета таких уплотнений для условий применения их в опорах авиационных двигателей. Поэтому целью исследований в настоящей статье является анализ перспективных схем уплотнений и методики их проектировочного расчета.

1. Принцип работы перспективных торцовых уплотнений

Торцовое газодинамическое уплотнение (рис. 1) состоит из врашающегося твердосплавного кольца, закрепленного на валу, и аксиально-подвижного углеграфитового кольца, размещенного внутри корпуса, предварительное поджатие которых осуществляется пружинами. На вращающемся кольце имеется напорный участок, на котором выполнены спиральные канавки, а также уплотнительный кольцевой поясок, отделяющий полость высокого давления от полости низкого давления. В качестве вторичных уплотнений обычно используются резиновые уплотнительные кольца. Торцовое газодинамическое уплотнение работает по принципу уравновешивания газостатических и газодинамических сил, действующих на аксиально-подвижное и вращающееся кольца (рис. 2).

При стоянке под действием газостатических сил и сил предварительного сжатия пружин уплотнительные кольца прижаты друг к другу. При этом утечки газа через уплотнение не происходит. Однако выбором геометрии уплотнительных колец можно обеспечить величину зазора, при котором уплотнение будет обладать допустимыми утечками и пониженной мощностью трения при запуске двигателя. При вращении вала газ поступает в сужающиеся спиральные канавки и, встречая сопротивление уплотнительного пояска, сжимается, образуя зоны повышенного давления. Давление в торцовой щели повышается, в результате чего аксиально-подвижное кольцо отодвигается от вращающегося кольца, образуя гарантированный зазор 0,002 мм...0,005 мм. Таким образом, во время работы поверхности уплотнительных колец не контактируют друг с другом.



Рис. 1. Схема торцового газодинамического уплотнения



Рис. 2. Действующие осевые силы в торцовом газодинамическом уплотнении



Рис. 3. Схема торцового гидродинамического уплотнения: 1 — невращающееся кольцо; 2 —вращающееся кольцо; 3 — вторичные уплотнения

Торцовое гидродинамическое уплотнение имеет такой же принцип работы. Схема уплотнения приведена на рис. 3. На вращающемся кольце этого уплотнения выполнено восемь микроканавок сложной формы. В настоящее время применяются микроканавки трех видов (рис. 3, а, б, в).

2. Расчет уплотнений

Комплекс вопросов, возникающих при проектировании торцовых уплотнений с газовой или жидкостной смазкой, требующих обширного расчетного исследования, представлен на рис. 4. Все эти проблемы взаимосвязаны. Методические основы комплексного их решения изложены в работах [4-5]. Основные технические проблемы использования перспективных торцовых уплотнений в авиационных двигателях связаны с материалами. Особенно важным является выбор материала для вторичного уплотнения. Из-за высокой температуры необходимо применение специальных эластомеров или эластичного графита.



Рис. 4. Основные проблемы, возникающие при проектировании уплотнений

При проектировании уплотнительного узла двигателя основной задачей является определение гидродинамических характеристик слоя смазки в зазоре при наличии микроканавок произвольной формы. Для расчета характеристик торцового газостатического и торцового гидродинамического уплотнений с микроканавками были разработаны математические модели, основанные на применении метода конечных объемов [1,5].

Также разработано программное обеспечение, которое позволяет получать основные характеристики уплотнения с учетом сложной формы зазора. Конусность зазора является следствием воздействия силовых и тепловых нагрузок. Волнистость зазора может возникнуть от неравномерности распределений давления и температуры в окружном направлении. Проведенные исследования показали, что для определения равновесного состояния колец пары трения необходимо использование не менее двух вычислительных циклов: сначала определяются предварительные характеристики уплотнения, далее из решения теплопрочностной задачи находятся уточненные характеристики уплотнения. На рис. 5 изоб-

ражено поле распределения давления в зазоре в секторе с микроканавкой, обеспечивающей создание гидродинамического эффекта при обоих направлениях вращения вала, для торцового газодинамического уплотнения, а на рис. 6 - для торцового гидродинамического уплотнения (рис. 3, б). На рисунках четко видны зоны повышенного давления и разрыва смазки. Чередование зон повышенного и пониженного давлений в окружном направлении приводит к возникновению волнистости уплотнительных поверхностей [5]. За счет оптимизации геометрии колец пары трения 1 и 2 (см. рис. 3) и расположения вторичных уплотнений 3 уравновешиваются действующие на кольца изгибающие моменты. Благодаря этому обеспечивается плоскостность пары трения, т.е. отсутствует, например, конусность зазора. Совместная теплопрочностная задача решается последовательно. Сначала находится распределение температуры, после чего, используя решение тепловой задачи, рассчитываются деформации колец пары трения.



Рис. 5. Поле распределения давления в зазоре торцового газодинамического уплотнения



Рис. 6. Поле распределения давления в зазоре торцового гидродинамического уплотнения

Заключение

Торцовые уплотнения с газовой и жидкостной смазкой являются перспективными для опор ГТД. Разработанная теория позволяет проектировать и доводить уплотнения с микроканавками расчетным или расчетно-экспериментальным мето-дом.

Благодаря этому резко сокращаются затраты времени и материальных средств на отработку уплотнений и, соответственно, изделий.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Lebeck A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals [Text]/ A.O. Lebeck. – New York, 1991. – 764 p.

2. Уплотнения и уплотнительная техника [Текст]: справ. /под общей ред. Голубева А.И. и Кондакова Л.А. - М.: Машиностроение, 1986. -464 с.

3. Фалалеев С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования [Текст] / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.

4. Белоусов А.И. Проблемы использования торцовых газодинамических уплотнений в авиационных двигателях [Текст] / А.И. Белоусов, С.В. Фалалеев, А.С. Виноградов, П.В. Бондарчук. // Авиационная техника: Известия высших учебных заведений. — Казань, 2007. - №4. —С.31-33.

5. Демура А.С. Методика расчета торцового уплотнения с микроканавками [Текст] /А.С. Демура, С.В. Фалалеев //Изв. Самарского научного центра Российской академии наук. - 2008. - №3., - С. 834-838.

Поступила в редакцию 31.05.2012

С.В. Фалалєєв. Проблеми розробки газодинамічних і гідродинамічних ущільнень для опор авіаційних двигунів

Конструювання, виготовлення та експлуатація ущільнень і ущільнювальних систем вимагає великих знань. До ущільнень авіаційних двигунів пред'являються високі вимоги. Газодинамічні і гідродинамічні ущільнення мають широкі перспективи застосування в авіаційних двигунах. Основні проблеми: матеріали, деформації кілець, необхідність створення математичних моделей сполучених процесів. У статті описаний принцип роботи і викладений підхід до проектування торцевих ущільнень з газової та рідинної змазкою. Наведено характерні картини розподілу тиску в зазорі обох типів ущільнень.

Ключові слова: торцеве газодинамічне ущільнення, торцеве гідродинамічне ущільнення, авіаційний двигун, витіки.

S.V. Falaleev. The problems development of the gas and fluiddynamic seals for aircraft engine

Design, manufacture and operation of the seals and sealing systems require extensive knowledge. For sealing of aircraft engines to meet high demands. Gas-dynamic and hydrodynamic seals are broad prospects for application in aircraft engines. Key issues: materials, the deformation of rings, the need to create mathematical models of coupled processes. This article describes the principle of work and the approach to the design of mechanical seals with gas and liquid lubricant. Shows the characteristic pattern of pressure distribution in the gap of both types of seals.

Keywords: mechanical gas dynamic seal, mechanical hydrodynamic seal, aircraft engine, leakages.

УДК 621.638

С.Н. Фетисов, М.Ю. Вовк

ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А. Люльки, г. Москва, Россия

СПОСОБ УТОЧНЕНИЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЕКТИРУЕМЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПОМОЩИ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

На этапе проектирования газотурбинного двигателя необходимо знание характеристик узлов, входящих в термогазодинамическую математическую модель двигателя. Характеристики узлов уникальных конструкций могут быть определены только оценочно, поэтому необходимо уточнение этих характеристик. На этапе проектирования такое уточнение возможно с использованием методов вычислительной газовой динамики CFD. В данной статье приводится описание этой проблемы и возможный способ ее решения. В качестве примера использования предлагаемой методики рассмотрен расчет тяговых характеристик плоского реактивного сопла с центральным телом на переходном режиме.

Ключевые слова: ГТД, плоское реактивное сопло, нестационарный процесс, CFD.

Введение

Термогазодинамический расчет газотурбинного двигателя, как правило, ведется по математическим моделям первого уровня, в которых используются переменные значения физических свойств рабочего тела и задаются коэффициенты, отражающие потери в узлах и элементах двигателя.

Данные характеристики (коэффициенты) получают на основании расчетных и экспериментальных исследований. Для узлов ГТД, получивших широкое применение, например, осесимметричное сверхзвуковое реактивное сопло, имеется большое количество исследований, что позволяет с большой точностью определить характеристики узла на различных режимах работы двигателя.

Разработка передовых двигателей с использованием уникальных конструкций узлов связано, особенно на начальном - эскизном этапе, с дефицитом знаний характеристик нового узла.

Данная статья посвящена описанию способа уточнения характеристик (коэффициентов), входящих в термогазодинамическую математическую модель двигателя.

1. Предлагаемая методика

Уточнение необходимых коэффициентов возможно следующими способами: проведение натурного эксперимента рассматриваемой конструкции узла двигателя, либо проведение расчетов методами CFD.

Каждый из этих способов имеет свои преимущества и недостатки. К преимуществам про-

© С.Н. Фетисов, М.Ю. Вовк, 2012

ведения натурного эксперимента можно отнести высокую достоверность полученных результатов. Недостатками эксперимента являются большая стоимость и время, необходимое на его проведение.

Расчеты методами CFD позволяют в короткие сроки сравнить множество рассматриваемых конструкций узла на заданных режимах работы двигателя, что приводит к сокращению времени на принятие решения о дальнейшей проработке того или иного варианта. В отличие от эксперимента расчет методами CFD не требует таких временных и материальных затрат, но точность результата сильно зависит от квалификации инженера и располагаемых вычислительных ресурсов.

Кроме того, применение методов CFD позволяет получить характеристики узлов по времени, тем самым, повышая точность результатов расчета характеристик двигателя на переходных режимах.

Предлагаемый метод получения более точного термогазодинамического расчета, путем уточнения коэффициентов, характеризующих потери в рассматриваемых узлах, состоит из следующих этапов:

1. Термогазодинамический расчет двигателя по математической модели первого уровня. Значение коэффициентов задается приблизительным. Для решения нестационарных задач значения коэффициентов принимаются постоянными;

2. Подготовка расчетной модели рассматриваемого узла для решения задачи методами CFD;

3. Решение задачи методами CFD;

4. Термогазодинамический расчет двигателя по

математической модели первого уровня, при этом значения коэффициентов для рассматриваемого узла берутся из результатов расчета методами CFD;

Данный способ подходит как для решения стационарных, так и нестационарных задач.

2. Пример использования способа

В качестве примера использования предложенной методики рассмотрен расчет тяговых характеристик плоского реактивного сопла с центральным телом на переходном режиме.

Одним из способов снижения ИК заметности летательного аппарата является применение плоского реактивного сопла с центральным телом.

По причине недостаточного количества исследований, посвященных плоским соплам с центральным телом, характеристики таких сопел могут быть определены только оценочно [1], но для проектирования двигателя необходимо их уточнение.

Схема плоского реактивного сопла представлена на рис. 1. Сопло состоит из дозвуковой створки (1), сверхзвуковой створки (2) и центрального тела, состоящего из дозвуковой створки (3), центральной створки (4) и сверхзвуковой створки (5). На схеме не показана механизация сопла, приводящая в движение его элементы. При эксплуатации двигателя на штатном режиме створки центрального тела находятся в убранном положении (рис. 1, а). При переходе на режим малой заметности в результате работы механизации сопла створки образуют центральное тело (рис. 1, б).

В качестве переходного режима рассмотрен процесс формирования центрального тела. Время процесса формирования центрального тела принято $t_{\phi} = 1$ с. Общее время рассматриваемого процесса принято $t_{\Pi} = 4$ с. Начало перекладки створок начинается в момент времени t = 1 с.

Данный переходный процесс связан с изменением величины площади критического сечения сопла по времени, которая является регулирующим фактором программы управления двигателем. В связи с этим задание граничных условий для решения задачи методами CFD обязано отражать изменение параметров рабочего тела в двигателе, вызванное следованию заданной программе регулирования.

В математическую модель расчета характеристик сопла входят два коэффициента [2]:

1. Коэффициент скорости истечения газа из сопла - φ, характеризующий эффективность преобразования энергии давления в кинетическую энергию газов, покидающих сопло;

2. Коэффициент расхода - µ, характеризующий пропускную способность сопла.



Рис. 1. Схема плоского реактивного сопла: а) режим малой заметности; б) крейсерский режим

Уточнение µ в рассматриваемом примере не проводилось.

В программах термогазодинамического расчета переходных процессов двигателя φ задается оценочно для выбранного типа канала. С помощью использования методов CFD возможно получение изменения величины этого коэффициента по времени переходного процесса, что позволяет более точно определить тяговые характеристики на переходных режимах.

Решение поставленной задачи проводилось при помощи программного комплекса ANSYS CFX, а так же программы термогазодинамичес-

кого расчета с возможностью расчета переходных процессов.

Решение поставленной задачи проводилось в следующей последовательности:

1. а) Получение зависимости величины площади критического сечения сопла от времени из кинематического расчета створок центрального тела. Изменение величины относительной площади критического сечения сопла отображено на рис. 2;

б) Термогазодинамический расчет параметров рабочего тела в характерных сечениях двигателя на переходном режиме. Значение коэффициента скорости истечения газа из сопла принято постоянным. Изменение площади критического сечения сопла по времени заложено в математическую модель программы управления двигателем. Изменение относительных параметров рабочего тела перед соплом по времени показаны на рис. 3.



Рис. 2. Изменение относительной площади критического сечения сопла по времени







Рис. 4. Изменение ф по времени

2. Подготовка расчетной модели для решения задачи методами CFD. В качестве граничных условий заданы параметры рабочего тела, полученные в п. 1. 6;

4. Термогазодинамический расчет параметров двигателя. С целью учета изменения φ по времени, в математическую модель была заложена зависимость φ от перепада давления на сопле – π_c . Аппроксимация этой зависимости представлена на рис. 5.

3. Решение задачи методами CFD, в результате которого получено изменение ϕ по времени, представленное на рис. 4;



3. Выводы

В результате термогазодинамического расчета предложенным способом были получены тяговые характеристики сопла на переходном режиме. На рис. 6 представлено изменение относительной тяги при постоянном и полученном при расчете методами CFD величины о по времени. Как видно из полученных графиков, во время переходного процесса наблюдается сильный провал по тяге, при чем, в случае использования φ, изменяющегося по времени, провал по тяге составляет порядка 55%.

Такой характер изменения тяги по времени обусловлен двумя причинами:



Рис. 6. Изменение относительной тяги по времени

1. При увеличении величины площади критического сечения сопла происходит уменьшение величины полного давления на входе в сопло, что приводит к уменьшению π_c , вследствие чего уменьшается скорость истечения из сопла и, соответственно, величина тяги;

2. Изменение ф по времени, полученное расчетом методами CFD, указывает на недостаточное геометрическое воздействие поверхностей элементов сопла на газовый поток во время перекладки створок, что снижает эффективность преобразования энергии давления потока в кинетическую.

По результатам расчета получен характер изменения φ от $\pi_{c,}$ который можно использовать для расчета аналогичных переходных режимов других конструкций плоских сопел с центральным телом, не прибегая к дополнительным расчетам или проведению экспериментов.

В целом, полученные данные позволяют продолжить дальнейшую разработку в нужном направлении конструкции и кинематики сопла, а так же лучше понять процессы, происходящие на переходном режиме.

4. Заключение

В заключении стоит отметить, что расчеты методами CFD, позволяют на этапе проектирования ГТД получать характеристики узлов двигателя, не прибегая к проведению эксперимента, что позволяет сократить средства и время, необходимые на разработку двигателя. Кроме того, расчет переходных процессов методами CFD позволяет отыскать слабые места конструкции рассматриваемых узлов, что играет немаловажную роль в разработке двигателя.

Литература

1. Лаврухин Г.Н. Аэрогазодинамика реактивных сопел [Текст] Внутренние характеристики сопел. / Г.Н. Лаврухин // М.: Наука. ФИЗМАТЛИТ, 2003. - Т. 1. - 376 с.

2. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учебник / В.И. Бакулев, В.А. Голубев, Б.А. Крылов и др.; под редакцией В.А. Сосунова, В.М. Чепкина - М.: Изд-во МАИ, 2003.- 688 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

С.Н. Фетисов, М.Ю. Вовк. Спосіб уточнення термогазодинамічної математичної моделі проектованих газотурбінних двигунів за допомогою методів обчислювальної газової динаміки

На этапі проектування газотурбінного двигуна необхідне знання характеристик вузлів, що входять в термогазодинамічну математичну модель двигуна. Характеристики вузлів унікальних конструкцій можуть бути визначені тільки оціночно, тому необхідно уточнення цих характеристик. На етапі проектування таке уточнення можливе з використанням методів обчислювальної газової динаміки CFD. У даній статті наводиться опис ціэї проблеми і можливий спосіб її вирішення. Як приклад використання запропонованої методики розглянуто розруханок тягових характеристик плоского реактивного сопла з центральним тілом на перехідному режимі.

Ключові слова: ГТД, плоске реактивне сопло, нестаціонарний процес, CFD.

S.N. Fetisov, M.Y. Vovk. A method of precise mathematical model of thermogas dynamics of developing jet engines with using computational fluid dynamics

At stage of developing jet engine, coefficients within thermogas dynamics mathematical model of jet engine must be present. Knowledge of parameters of unique components is insufficient, therefore precise of coefficients is needed. Precise is possible with using a computational fluid dynamics. This article contains an overview of this problem and possible method for solving. Also, for example of using proposed method, computation of propulsion performance characteristics of flat jet nozzle with central body is present.

Key words: jet engine, jet nozzle, unsteady state, CFD.
УДК 621.51.226.2.53

А.А. Хориков, В.В. Шкуров, В.А. Шорстов

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»

К ВОПРОСУ О ПРОГНОЗИРОВАНИИ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК БЛИСКОВ КОМПРЕССОРОВ

Предложен метод расчета устойчивости к изгибно-крутильному флаттеру лопаток блисковых конструкций рабочих колес, основанный на вычислении работы нестационарных аэродинамических сил в вязком потоке за период колебаний. Обоснование метода выполнено на основе математической модели флаттера, которая учитывает механическую и аэродинамическую связанность лопаток в колесе. Для расчета нестационарных аэродинамических сил использован разработанный в ЦИАМ программный комплекс Cobra. Валидация предложенного метода проведена по экспериментальным данным, полученным при испытаниях вентилятора на стенде ЦИАМ. Учет влияния деформации диска, сдвига фаз между изгибной и крутильной составляющими колебаний и конструкционного демпфирования позволил получить хорошее совпадение с экспериментом.

Ключевые слова: лопатки, блиски, флаттер, частоты и формы колебаний, нестационарные силы, сдвиги фаз, энергетический метод, демпфирование, вязкое течение.

Введение

Большинство известных двигателестроительных фирм при создании новых двигателей для обеспечения отсутствия в эксплуатации флаттера лопаток используют программные комплексы, основанные на статистическом обобщении накопленного экспериментального материала. Однако, объем экспериментальных данных по случаям возникновения флаттера блисков пока весьма незначителен, что не позволяет создать программный комплекс, аналогичный имеющимся для лопаток с замковым соединением. Поэтому в данной работе предлагается метод прогнозирования устойчивости к флаттеру лопаток блисковых конструкций рабочих колес, основанный на вычислении работы нестационарных аэродинамических сил за период колебаний при наличии механической и аэроупругой связанности лопаток в колесе с учетом сдвига фаз между лопатками, а также сдвига фаз между изгибной и крутильной составляющими колебаний.

1. Математическая модель и алгоритм расчета

Кинематика и динамика решетки профилей схематически ранее были представлены в работе [1], где каждый из профилей может совершать как поступательные - η, так и угловые - 9 перемещения, обусловленные механическими и аэродинамическими связями. Работа нестационарных аэродинамических сил, при таких изгибно-крутильных колебаниях определяется по формуле

$$A = \int_{0}^{T} (F\dot{\eta} + M\dot{9}) dt , \qquad (1)$$

© А.А. Хориков, В.В. Шкуров, В.А. Шорстов, 2012

где F и M — векторы нестационарной аэродинамической силы и момента;

ή и <u></u> $\dot{9}$ — векторы скоростей перемещения и вращения профиля.

Интегрирование производится за период колебаний профиля. При этом учитываются дополнительные силы и моменты, возникающие из-за несинфазности перемещения и вращения профиля.

Результаты расчетов флаттера, в основном, представляются в виде зависимостей коэффициента аэродинамического демпфирования, который рассчитывается по формуле

$$\delta_{a \ni p} = \frac{A}{4 \cdot E_{r}}, \qquad (2)$$

где A – работа нестационарного аэродинамического потока;

Е_и – кинетическая энергия профиля.

Кинетическая энергия для профиля, совершающего изгибные колебания, рассчитывается по формуле

$$E_{\kappa \mu 3\Gamma} = m\dot{\eta}^2 / 2, \qquad (3)$$

где m и ή – масса и скорость профиля соответственно.

Для профиля, совершающего крутильные колебания:

$$E_{\kappa\kappa pyq} = I\dot{9}^2 / 2, \qquad (4)$$

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012

- 217 -

где I и $\dot{9}$ - момент инерции и угловая скорость профиля соответственно.

Для профиля, совершающего изгибно-крутильные колебания:

$$E_{K} = E_{K \text{ } M3\Gamma} + E_{K \text{ } K \text{ } pyq}, \qquad (5)$$

Составной частью предлагаемого метода является расчет частот и форм колебаний системы лопатки - диск с бегущими волнами деформации. При этом необходимо учитывать, что при реализации бегущих волн деформации на диске реализуются формы с узловыми диаметрами, которые согласно [1] будут увеличивать крутильную составляющую колебаний лопатки. Авторы отчета для расчета частот и форм колебаний использовали программный комплекс ANSYS Release 13.0 с надстройкой Workbench 2.0 Framework. Результаты использования этого комплекса для расчета частот и форм колебаний демонстрируются на рис. 1. На рис. 2 представлено приращение крутильной составляющей колебаний для профиля на 90% высоты лопатки, влияние которого затем подробно исследуется в следующем разделе. В данном случае приращение составило почти 30%, хотя частота колебаний при этом изменилась всего на 2%.



Рис. 1. Результаты расчета формы колебаний лопаточного венца с диском



Рис. 2. Приращение крутильной составляющей колебаний при учете влияния диска

Для расчета двумерного вязкого течения в межлопаточных каналах был использован программный комплекс Cobra [2], который хорошо зарекомендовал себя при решении задач внешней и внутренней аэродинамики, а также при решении отдельных задач аэроупругости лопаточных машин. Очевидно, что исходными данными для такого расчета должны быть параметры стационарного течения и геометрии решетки: расход воздуха через рабочее колесо, полное давление, полная температура, густота решетки, количество лопаток в колесе.

В данной постановке не будет учитываться неоднородность лопаток в колесе, которая обычно является стабилизирующим фактором при рассмотрении устойчивости лопаток к флаттеру.

2. Результаты расчетов

2.1. Расчет частот и форм колебаний и его сравнение с экспериментальными данными

Была построена модель сектора диска с лопаткой. К модели в дальнейшем применялись условия поворотной симметрии. Конечно-элементная сетка строилась автоматически инструментами надстройки «ANSYS Workbench», при этом для лопатки использовался алгоритм «Patch Independent» метода «Tetrahedrons», для элемента диска — алгоритм «Patch conforming» того же метода с последующим определением условий контакта по сопрягаемым поверхностям.

Закрепление осуществлялось по цапфе диска в окружном и осевом направлениях. Свойства материала лопаток соответствовали свойствам сплава «Ti64» при температуре 20 °C.

На рис. 4 представлено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, из которого следует, что имеется очень хорошее совпадение.



Рис. 3. Расчетные и экспериментальные значения частот колебаний рабочих лопаток 1-й ступени — расчет ЦИАМ, ANSYS Release 13.0,

• - экспериментальные значения, стенд ЦИАМ

2.2. Расчет стационарного течения

Начальными данными для исследования обтекания колеблющихся лопаток являются параметры стационарного течения в исследуемой решетке профилей. Исходными данными для исследования течения в решетке являлись определенные в эксперименте интегральные параметры потока. Их величины и принятая эквивалентная площадь проходного сечения представлены в таблице 1.

Таблица 1

Параметр	Обозн., ед. измер.	Величина
Полное давление на выходе	Р*, Па	127530
Полная температура на входе	Т*, К	323
Расход воздуха через рабочее колесо	F m, кг/с	55,5
Площадь расчетного канала	S, м ²	0,346523
Средняя приведенная осевая скорость	λ	0,376
Число лопаток венца	Νл	24

Исходные данные для расчета параметров течения

Осевая приведенная скорость потока на входе в решетку λ , необходимая для исследования течения в решетке, определялась по уравнению расхода, площади канала и полным параметрам.

Решетка была составлена из 24-х профилей, являющихся сечением пера лопатки цилиндром радиуса R = 0,3496 м (~90% высоты лопатки). Полные параметры на входе в решетку

берутся из исходных данных для трехмерного течения.

Расчеты стационарного течения производились для двух значений расходов воздуха через венец: основного $G_1 = 55,5$ кг/с (без флаттера) и пониженного $G_2 = 52,6$ кг/с (с флаттером). Значения параметров потока на входе в решетку представлены в таблице 2.

Таблица 2

11			1 0
Исхолные ланные лля	пасчета станиона	пного течения в	пешетке профитеи
полодные данные для	pue tera eragnona		решетке профилен

Параметр	Обозн., ед. измер.	Величина для G ₁	Величина для G ₂	
Статическое давление на входе	Р, Па	117331	118463	
Осевая составляющая абсолютной скорости потока на входе	С _{1а} , м/с	123,5855	116,3306	
Окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе	С _{1 и} , м/с	326,561	326,561	
Плотность	<u>ρ,кг/м</u> ³	1,29596	1,30488	
Температура	Т, К	315,4	316,3	
Осевая приведенная скорость	λ	0,376	0,354	

2.3. Расчет нестационарного течения

Расчет нестационарного течения в решетке профилей проводился для всех 24-х межлопаточных каналов.

Использовалась подвижная (отслеживающая движение профилей) расчетная сетка, содержащая около 640000 ячеек. Условие обобщенной периодичности не использовалось.

Движение сетки осуществляется в выделенных областях, каждая из которых представляет собой топологический прямоугольник, содержащий исследуемый профиль. Границы четырехугольной области остаются неподвижными (рис. 4).



Рис. 4. Расчетная область

В исследовании было принято, что лопатка колеблется только на одной (первой) собственной частоте. Движение выбранного для расчета профиля по первой форме колебаний соответствует его поступательному перемещению η и повороту на некоторый угол 9.

В соответствии с применяемым для исследования энергетическим методом анализа флаттера, в задаче моделировались гармонические колебания профилей.

Для начальных расчетов амплитуды были подобраны так, что соотношение между изгибом и кручением профиля соответствовало соотношению, реализующемуся при движении профиля по первой форме колебаний на 90% высоты изолированной лопатки, т.е. без учета влияния диска. Таким образом, было принято $\eta = 0,001$ м, а $\vartheta = 0,0025$ рад.

Параметрами задачи являлись:

 – сдвиг фаз между перемещениями соседних профилей, соответствующими изгибным колебаниям лопатки - ψ₇;

 – сдвиг фаз между вращательными движениями соседних профилей, соответствующими крутильным колебаниям и равный при изгибных колебаниях - ψ_n;

 сдвиг фаз между поступательным и вращательным движениями профиля - φ.

Отрицательным значениям ψ_z соответствовала волна деформации, бегущая по вращению колеса.

2.4. Результаты расчета устойчивости к флаттеру. Оценка влияния отдельных факторов

На рисунке 5 представлено изменение коэффициента аэродинамического демпфирования в зависимости от сдвига фаз между соседними профилями для изгибных, крутильных и изгибнокрутильных колебаний для двух режимов работы с расходами G_1 и G_2 .



Как видно из графика, коэффициент аэродинамического демпфирования отрицателен при крутильных колебаниях со сдвигом фаз ψ_z от -15° до -90°. Минимальное демпфирование было получено при крутильных колебаниях с межлопаточным сдвигом фаз $\psi_z = -60°$. При этом расчеты с разными значениями расхода дали близкие результаты.

В остальных расчетах, как и ранее, наблюдается аэродинамическое демпфирование колебаний профилей.

Расположение кривых на рисунке 5 показывает, что по сравнению с результатами для изгибных колебаний, изгибно-крутильные меньше демпфируются потоком, а чисто крутильные дают отрицательное значение коэффициента аэродемпфирования, что создает условия для возникновения флаттера. Это значит, что, если при некоторых условиях колебаний лопаток в системе с диском, они имеют возможность совершать достаточно интенсивные крутильные колебания, то возможно возникновение флаттера.

Также в работе были проведены исследования условий возникновения флаттера в решетке профилей, совершающих изгибно-крутильные колебания по первой форме с увеличенной относительно исходной в 1.3 раза амплитудой кручения. Такое значение представляется более обоснованным вследствие влияния диска (см. рис. 2).

Полученные зависимости коэффициента аэродемпфирования от сдвигов фаз между перемещением и вращением соседних профилей ψ_{z} при фиксированных сдвигах фаз между поступательным и вращательным движениями профиля $\varphi = -45^{\circ}$ и $\varphi = 0^{\circ}$ представлены на рисунке 6 для двух режимов обтекания с приведенными осевыми скоростями в решетке λ_{1} и λ_{2} .



Рис. 6. Зависимости коэффициента аэродемпфирования от сдвига фаз φ при фиксированных $\psi_z = 0^\circ$ и $\psi_z = -30^\circ$ для $\vartheta = 0,00325$

Анализ графиков показывает, что коэффициент аэродемпфирования принимает минимальные значения для всех расчетных случаев при ψ_z от -30° до 0°. При этом, в каждом расчете при уменьшении приведенной осевой скорости λ , коэффициент аэродемпфирования уменьшается.

На рисунке 7 изображены поля давлений в решетке профилей, совершающих изгибно-кру-

тильные колебания со сдвигом фаз между соседними профилями $\psi_z = -30^\circ$ за период Т. Стрелкой показано полученное направление движения волн. В эксперименте флаттер возникал при скорости λ_2 с бегущей по вращению колеса волной деформации с двумя узловыми диаметрами, что соответствует $\psi_z = -30^\circ$.



Рис. 7. Поля давлений в решетке за период колебаний Т

В работе также было проведено исследование влияния давления на входе в решетку на значение работы аэродинамического потока над лопаткой. Увеличение давления в 2 раза подразумевает также увеличение в 2 раза статической плотности при сохранении температуры на входе и выходе из решетки. Расчеты показали, что работа аэродинамического потока при такой постановке задачи увеличивается в 1,94 раза.

Заключение

1. С использованием разработанного метода и аэроупругих характеристик рабочих лопаток, характерных для первой ступени вентилятора, исследовано влияние отдельных факторов на устойчивость лопаток к флаттеру. Проведенные расчеты показали, что:

 при дросселировании ступени по напорной характеристике устойчивость лопаток к флаттеру снижается;

 при изгибных колебаниях лопаток всегда происходит их демпфирование потоком;

 при изгибно-крутильных колебаниях устойчивость к флаттеру снижается с увеличением крутильной составляющей колебаний;

 при учете влияния механической связанности лопаток через диск устойчивость к флаттеру снижается; существенное влияние на устойчивость лопаток к флаттеру имеет сдвиг фаз между лопатками в колесе и сдвиг фаз между изгибной и крутильной составляющими колебаний.

2. Валидация разработанного метода расчета проведена по имеющимся в ЦИАМ экспериментальным данным. При этом получено хорошее совпадение по границе флаттера, если эквивалентный профиль располагается на высоте 90% от максимальной длины лопатки, а расчет частот и форм колебаний производится с учетом влияния диска. При возникновении флаттера как в расчете, так и в эксперименте, имеет место волна деформации, бегущая по вращению колеса с двумя узловыми диаметрами, которая возникает при уменьшении расхода воздуха с постоянной частотой вращения ротора.

Литература

1. Хориков А.А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД [Текст]/ А.А. Хориков // Труды ЦИАМ № 1311, Москва, 2012.

2. Программный комплекс Cobra v2.5. Свидетельство о государственной регистрации № 2010613209 от 14 мая 2010г. Заявка №2010611632. Дата поступления 30 марта 2010 г.

Поступила в редакцию 01.06.2012

A.A. Khorikov, V.V. Shkurov, V.A. Shorstov. To the problem of compressor blisk blades flutter predicting

The calculation method of the blisk design impellers blades resistance to the bend-torsional flutter, based on the computation of the unsteady aerodynamic forces in the viscous flow for the oscillation period, has been proposed. The method reason is given on the basis of a mathematical flutter model, which takes into account the mechanical and aerodynamic relations of the blades in the impeller. To calculate the unsteady aerodynamic forces the developed in CIAM program complex Cobra was used. The validation of the proposed method is carried out on experimental data obtained from the fan test on stand C-3 CIAM. The consideration of the deformation disk influence, the phase difference influence between bending and torsional vibrations and the influence of the structural damping allowed to get good agreement with experiment.

Key words: blades, blisk, flutter, frequencies and mode shapes, unsteady force, phase lag, energy method, damping, viscous flow.

УДК 629.7.036.34

А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

К ВОПРОСУ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГТД

В статье освещены подходы к расчету вынужденных колебании лопаток осевых компрессоров газотурбинных двигателей. С помощью CFD-расчета определена окружная неравномерность потока, вызывающая вынужденные колебания лопаток. Расчетная модель включает в себя лопатки направляющего аппарата, лопатки исследуемого рабочего колеса, лопатки направляющего аппарата после рабочего колеса, стойки опоры и лопатки выходного направляющего аппарата. Проведен модальный расчет и расчет вынужденных колебаний лопаток в программе ANSYS, при этом осуществлен импорт нагрузки из газодинамического расчета, с последующим разложением ее в ряды Фурье. Определены резонансные частоты и напряжения. Даны рекомендации по снижению уровня резонансных напряжений.

Ключевые слова: двигатель, компрессор, лопатка, опора, ANSYS, CFX, вынужденные колебания, ряд Фурье.

Введение

Основным источником возбуждения колебаний рабочего колеса (PK) газотурбинного двигателя является окружная неоднородность газового потока, обтекающего лопатку. Она проявляется в виде неоднородности поля скоростей и поля давлений в потоке перед и за PK. Неоднородность приводит к тому, что интенсивности газовой назгрузки в окружном и радиальном направлениях непостоянны по окружности проточной части. В результате чего на любую из лопаток при вращении PK действует непостоянная по величине ин-

тегральная газодинамическая сила Q_{Γ} [1].

Поскольку газодинамическая сила Q_{Γ} является периодической величиной, т.е. $Q_{\Gamma}(\alpha) = Q_{\Gamma}(\alpha + 2\pi)$, то ее можно разложить в ряд Фурье:

$$Q_{\Gamma} = \sum_{m_{B}}^{\infty} Q_{m} \cdot \cos(m_{B}\alpha - \gamma_{m}) = \sum_{m_{B}}^{\infty} Q_{\Gamma m}, \qquad (1)$$

где Q_m - амплитуда составляющей гармоники, m_e - номер гармоники, α - центральный угол,

 γ_m - фазовый сдвиг по окружности.

Разложение (1) позволяет газовую нагрузку, имеющую сложный характер распределния по

© А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова, 2012

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012

окружности, представить в виде суммы составляющих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь волн нагрузки, укладывающихся по окружности проточной части.

Для вращающегося рабочего колеса любая из составляющих в разложении (1) является возбуждающей гармоникой, представляющей собой цепь назад бегущих волн. Нагрузка вращается с угловой скоростью ω , равной угловой скорости вращения РК, таким образом, окружная неоднородность газового потока для колеса эквивалентна воздействию бесконечной совокупности возбуждающих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь m_e назад бегущих волн нагрузки, соверщающей гармонические колеба-

ния во времени с частотой $f_{e} = m_{e}n_{c}$, где

$$n_c = \frac{\omega}{2\pi}$$

1. Расчетное исследование окружной неравномерности потока

Для определения окружной неравномерности потока, вызванной средней опорой, была создана расчетная модель, состоящая из лопаточных венцов четвертого направляющего аппарата (НА), пятого РК и НА пятой ступени компрессора среднего давления (КСД), а также средней опоры и входного направляющего аппарата компрессора высокого давления (КВД) (рис. 1).



Рис. 1. Лопаточные венцы, использующиеся для расчета

Необходимо отметить, что все лопаточные венцы моделировались не одним межлопаточным каналом, а полной моделью проточной части по окружности. Суммарное количество элементов сетки составило 40 млн.

Расчетная модель изображена на рис. 2.



Рис. 2. Расчетная модель для определения окружной неравномерности потока

При моделировании в качестве граничных условий использовались эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры и углов потока, полученные из расчета секторной модели КСД (рис. 3).

В качестве интерфейса между доменами использовался интерфейс без осреднения параметров потока в окружном направлении.

Расчет модели проводился с использованием суперкомпьютера СГАУ «Сергей Королев». Решение проводилось на 256 ядрах и заняло 6 часов.

Анализ структуры потока в лопаточных венцах четвертого НА, пятого РК, пятого НА КСД, средней опоры и входного направляющего аппарата КВД выявил, что в области стоек наблюдается существенная окружная неравномерность потока. В частности, наличие нижней стойки опоры приводит к отрыву потока в близлежащих лопатках пятого НА, пятого РК и даже четвертого НА (рис. 4), что существенно меняет распределение газовой нагрузки по поверхности пятого РК.

На заключительном этапе анализа структуры потока в последних венцах КСД проводился экспорт распределения давления потока по поверхности всех лопаток исследуемого пятого РК в Ansys Mechanical. Экспорт выполнялся при помощи текстовых файлов, содержащих координаты узлов на поверхности всех лопаток пятого РК и соответствующие им значения давления потока.



Рис. 3. Секторная модель КСД



Рис. 4. Поле чисел Маха вблизи первой стойки опоры

2. Определение амплитуды возбуждающих гармоник

В Ansys Mechanical создавалась конечно-элементная модель (КЭМ) лопаток рабочего колеса пятой ступени компрессора для последующего импорта давления из CFD расчета.

Анализ собственных форм колебаний рабочего колеса пятой ступени показал, что колебания его лопаток и диска являются слабо связанными. Поэтому в расчетной модели диск принимается абсолютно жестким. КЭМ лопатки представлена на рис. 5.

Так как сетка CFD в расчете отличается от сетки в Ansys Mechanical, необходимо с помощью матричных операций проинтерполировать давление по перу лопатки. После этого нагрузка в сходственных узлах [1] раскладывалась в ряд Фурье. Анализ полученных результатов показал, что максимальную амплитуду имеет 7-я гармоника (совпадает с числом стоек опоры), высокие амплитуды также у 5 и 12 гармоник.



Рис. 5. Конечно-элементная модель пера лопатки

Резонансные режимы работы определялись резонансной диаграммой (рис. 6), для построения которой проводился модальный расчет лопатки с учетом угловой скорости вращения РК и температуры потока.



Рис. 6. Резонансная диаграмма РК пятой ступени КСД

Из диаграммы видно, что в рабочем диапазоне частот вращения ротора резонансы рабочего колеса возможны с гармониками, номера которых начинаются с 8 гармоники. Из них максимальную амплитуду имеет 12 гармоника. Как показал эксперимент, максимальные динамические напряжения в РК пятой ступени возникают при его резонансе с 12 гармоникой, т.е. расчет качественно совпал с экспериментом.

3. Определение переменных напряжений на резонансном режиме работы

Для определения переменных напряжений на резонансе строилась амплитудно-частотная характеристика РК.

Для этого выполнялся ряд нестационарных расчетов с изменением угловой скорости вращения ротора. На каждом режиме работы двигателя рассчитывалась нагрузка на лопатки и амплитуды возбуждающих гармоник.

При вынужденных колебаниях амплитуду на резонансных режимах определяет уровень демпфирования в системе. В первом приближении демпфирование задавалось как вязкое, на основе экспериментальных данных по испытаниям лопаток из титановых сплавов.

Расчет вынужденных колебаний в Ansys Mechanical APDL велся вблизи резонансной частоты вращения PK (76,3 об/с). Задавалось 7 различных частот вращения, на каждой из которых велся расчет до установления колебаний с постоянной амплитудой. АЧХ РК представлена на рис. 7.



Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика лопатки

Максимальный уровень резонансных напряжений σ_V составил 204,45 МПа. При этом статическое напряжение σ_m оказалось равным 39,7 МПа. Таким образом, уровень резонансных напряжений значительно превышает статические и является недопустимо высоким.

4. Возможные пути снижения уровня напряжений в лопатке на резонансном режиме

С газодинамической точки зрения существует несколько путей снижения окружной неравномерности, вызванной наличием средней опоры, а, как следствия, и снижение динамических напряжений на пятом РК КСД.

1) Перепрофилирование стоек опоры с целью меньшего их влияния на соседние ЛВ. Более обтекаемая форма стоек опоры, особенно в области входной кромки, может привести к значительному увеличению пропускной способности близлежащих межлопаточных каналов лопаток пятого НА.

 Введение разношаговицы и перепрофилирование отдельных лопаток пятого НА, позволит перераспределить расход через межлопаточные каналы пятого НА и улучшить обтекание стоек опоры.

3) Увеличение осевого зазора между лопатками пятого НА и опорой позволит снизить влияние опоры на предыдущий пятый направляющий аппарат, что благоприятно скажется на структуре потока в области ЛВ пятой ступени.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010

Литература

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. — М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.

2. Аксенов А.П. Математический анализ (ряды Фурье) [Текст]: учебн. пособие. /А.П. Аксенов. – СПб.: Нестор, 1999.- 85 с.

3. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок (том V) [Текст]: учебник для ВУЗов. / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. - 198 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова. До питання чисельного дослідження вимушених коливань лопаток компресора ГТД

У статті висвітлено підходи до розрахунку вимушених коливань лопаток осьових компресорів газотурбінних двигунів. За допомогою CFD-розрахунку визначена окружна нерівномірність потоку, що викликає вимушені коливання лопаток. Розрахункова модель включає в себе лопатки направляючого апарату, лопатки досліджуваного робочого колеса, лопатки направляючого апарату після робочого колеса, стійки опори і лопатки вихідного направляючого апарату. Проведено модальний розрахунок і розрахунок вимушених коливань лопаток в програмі ANSYS, при цьому здійснено імпорт навантаження з газодинамічного розрахунку, з наступним розкладанням його у ряди Фурь'е. Визначено резонансні частоти і напруги. Дано рекомендації по зниженню рівня резонансних напруг.

Ключові слова: двигун, компресор, лопатка, опора, ANSYS, CFX, змушені коливання, ряд Фур'е.

A.O. Shklovets, G.M. Popov, D.A. Kolmakova. Issues of numerical investigation of forced axial compressor blades oscillations

The approaches to calculation forced axial compressor blades oscillations are described in present paper. The flow circumferential variation that results in forced blade oscillations was evaluated with CFD methods. The calculated model includes guide vane blades, the researched working wheel's blades, guide vane blades behind working wheel, prop ranks and output guide vane blades. A modal calculation and the calculation of forced blade oscillations were carried out with ANSYS software, thus strain's import from gas dynamics calculation with its subsequent decomposition in Fourier's ranks was made. Resonance frequencies and stresses were calculated. Recommendations for reducing lever of resonance stresses are given.

Key words: Gas turbine engine, compressor, ANSYS, forced blade oscillations.

УДК 621.793.184

А.А. Быбин, А.В. Новиков, А.М. Смыслов, А.В. Дементьев

Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия ООО «Производственное предприятие Турбинаспецсервис», Уфа, Россия

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИФФУЗИОННОЙ ПАЙКИ НА ЭТАПЕ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ГПА

Проведен анализ повреждаемости сегментов соплового аппарата ТВД из кобальтового сплава FSX-414 в условиях эксплуатации. Показано, что наиболее характерным дефектом на сегментах являются трещины термической усталости, снижающие работоспособность деталей. Определены основные требования к технологии ремонта указанных сегментов. Показано, что наиболее оптимальным способом устранения термоусталостных трещин является их разделка и последующая пайка в вакууме высокотемпературным припоем. В работе для ремонта деталей использован припой системы Ni-Cr-Fe-Si-B, позволяющий сформировать паяный шов с регулярной структурой, обеспечивающий приемлемый уровень прочности и пластичности материала при повышенных температурах.

Ключевые слова: газовая турбина, направляющие лопатки, технология ремонта, диффузионная пайка, ресурс.

Введение

Надежная и длительная эксплуатация газоперекачивающих агрегатов возможна при условии высокой работоспособности направляющих лопаток газовой турбины. Указанные детали в процессе наработки испытывают действие статических и динамических напряжений, высокой температуры и агрессивной газовоздушной среды. Эксплуатация лопаток в таких условиях неизбежно вызывает изменение их геометрических размеров, деградацию структуры защитного покрытия и жаропрочного сплава, коррозионный и эрозионный износ, появление трещин усталости и термоусталости, падение прочности и пластичности материала. Длительная работа лопаток с указанными дефектами, как правило, не возможна, что приводит к необходимости проведения регламентных работ через определенные промежутки времени.

На многих предприятиях, ремонтирующих газотурбинную технику, в настоящее время взамен планово-предупредительных ремонтов принимаются к реализации программы эксплуатации и ремонта газовых турбин по техническому состоянию их узлов и агрегатов. В рамках данной программы должно предусматриваться проведение ремонта в тот момент времени, когда уровень накопленных повреждений не является критическим и позволяет, применив соответствующие технологические методы воздействия на материал лопаток, восстановить их работоспособность с гарантией последующей эксплуатации в течение назначенного ресурса. Оценка технического состояния направляющих лопаток газовой турбины представляет собой достаточно сложную инженерно-техническую задачу и требует от ремонтирующей организации наличия опыта обслуживания и ремонта аналогичных объектов. Как правило, стратегия ремонта, реализуемая на ремонтных базах, предполагает всестороннее исследование состояния объекта и принятие обоснованного решения о применении таких технологических методов, которые обеспечивают наибольший прирост работоспособности восстанавливаемых лопаток.

Опыт ремонта деталей и узлов газотурбинной техники показывает, что направляющие аппараты импортных ГПА типа ГТК-25И и ГТК-10И, изготавливаемые в виде сегментов из двух или трех лопаток из кобальтового сплава FSX-414, в процессе эксплуатации в результате действия высокой температуры газового потока и ее перепада из-за частых пусков-остановов теряют свою работоспособность вследствие образования термоусталостных трещин. После длительной наработки длина таких трещин может достигать до 100 мм, при этом трещины могут располагаться на различных участках детали. В процессе ремонта такие трещины необходимо устранить и обеспечить прочность и пластичность материала на уровне исходного состояния. Обычно для их ремонта применяют технологию аргонодуговой сварки, предусматривающую подготовку поверхности путем выборки трещин и разделку кромок под сварку, непосредственно операцию сварки с использованием присадочной

© А.А. Быбин, А.В. Новиков, А.М. Смыслов, А.В. Дементьев, 2012

проволоки, этап термической обработки для снятия напряжений и обеспечения механических свойств материала, восстановление геометрических параметров путем механической обработки и проведение контроля неразрушающими методами [1]. Несмотря на очевидные преимущества изложенного подхода, данная технология имеет ряд недостатков, главным из которых является наличие сварного шва, прочность которого оказывается ниже прочности кобальтового сплава. Причиной этого при сварке жаропрочного материала является формирование литой зоны и зоны термического влияния, в области которых возможно формирование горячих трещин или создание структуры в состоянии предразрушения. Для получения качественного шва при сварке требуется поддержание определенной температуры свариваемого материала, а также строгое соблюдение не только режима сварки, но и времени разрыва между сварочными операциями и операциями термообработки по снятию напряжений. Наличие таких операций в значительной степени увеличивает трудоемкость ремонтных работ и приводит к возрастанию себестоимости восстанавливаемых сегментов лопаток.

В литературе имеются сведения об использовании при ремонте сегментов лопаток СА диффузионной пайки [2], которая реализуется с использованием специальных припоев, предназначенных для создания неразъемных соединений из жаропрочных сплавов. В отечественном газотурбостроении пайка в основном применяется для соединений деталей из сплавов на никелевой основе [3]. Сведения о пайке кобальтовых сплавов практически отсутствуют.

Дополнительной проблемой, которая возникает при ремонте сегментов лопаток СА, является сильная разветвленность трещин термической усталости. Любое воздействие на материал сваркой или пайкой может быть выполнено только при условии полной выборки дефекта. В противном случае может получить свое развитие горячая трещина. Как показывает опыт ремонта сегментов СА, разделка эксплуатационных трещин под сварку может достигать больших объемов. Пайка, выполняемая на никелевых сплавах, проводится при условии стыковки деталей с зазором не более 1 мм, что при ремонте сегментов СА встречается крайне редко. Поэтому применение пайки при восстановлении сегментов СА должно обеспечивать заполнение широких зазоров.

Цель данной работы — рассмотреть особенности пайки кобальтового сплава FSX-414, выявить возможность пайки деталей при наличии широких зазоров и оценить возможность применения технологии пайки при ремонте направляющих лопаток турбины газоперекачивающих агрегатов.

1. Методика проведения исследования

В работе исследовались образцы из кобальтового сплава FSX-414, которые вырезались из натурных лопаток направляющего аппарата газоперекачивающих агрегатов ГТК-25И, ГТК-10И PGT-10 и др. Вырезку выполняли электроискровым способом проволочным электродом. Изучение микроструктуры сплава в постэксплуатационном состоянии и после проведения восстановительных работ осуществляли с использованием оптической и растровой электронной микроскопии. Механические испытания проводили на стандартных образцах по принятым в отрасли методикам.

Пайку специальным припоем выполняли в вакуумной печи TITAN фирмы Ipsen. Точность поддержания заданной температуры в объеме печи составляла ± 2 °С. Контроль качества пайки оценивали визуальным и рентгеновским методами. Подготовку под пайку и последующее изготовление контрольных образцов для механических испытаний проводили на токарном станке с ЧПУ фирмы HAAS.

2. Результаты исследований и их обсуждение

Использование процесса пайки в общей стратегии ремонта направляющих лопаток газовых турбин должно предусматривать их всестороннее исследование. Такой подход оправдан, если целью ставится формирование минимально достаточного и необходимого объема восстановительных работ.

Для направляющих лопаток основными видами повреждений являются термоусталостное растрескивание материала, коррозионное повреждение, коробление кромок, повреждения механического характера вследствие ударного воздействия посторонних предметов. Указанные дефекты легко выявляются визуально-измерительными и неразрушающими методами контроля. При соответствующей организации данными видами контроля можно определить значительную долю дефектов, недопустимых по условиям эксплуатации.

Одним из характерных дефектов, встречающихся на направляющих лопатках, является деградация структуры материала, из которого изготавливаются детали. Деградация структуры происходит вследствие воздействия на сплав высоких температур и проявляется в виде появления нежелательных топологически плотноупакованных фаз, формирования сплошной карбидной сетки по границам зерен и т.п. Указанные структурно-фазовые изменения материала приводят к потере его прочности и пластичности и могут вызвать преждевременное разрушение лопаток. Выявление данного вида повреждения на лопатках без их разрушения крайне затруднительно и требует привлечения дорогостоящего исследовательского оборудования и высококвалифицированных кадров. Характерные виды повреждений направляющих лопаток, выявляемые при оценке их фактического постэксплуатационного состояния представлены на рис. 1.



Рис. 1. Дефекты на направляющих лопатках турбины газоперекачивающих агрегатов после эксплуатации: а – коробление выходной кромки; б – механические повреждения; в – вид термоусталостных трещин при проведении визуально-измерительного контроля; е – вид термоусталостных трещин при проведении цветной дефектоскопии; д – структура кобальтового сплава FSX-414 с наличием выделений ТПУ-фаз, наработка 12346 часов; е – структура поверхностного слоя кобальтового сплава с наличием коррозионных повреждений после наработки в течение 12 тыс. часов

Анализ дефектов, встречающихся при эксплуатации направляющих лопаток в составе различных ГПА, показывает, что при ремонте требуется не только устранить механические повреждения и восстановить геометрические параметры изделия, но и обеспечить требуемый уровень физико-механических свойств материала лопаток. С этих позиций пайка является достаточно универсальным методом: с одной стороны появляется возможность заполнения разделанных трещин специальным припоем, с другой - нагрев деталей до высоких температур для диффузии припоя может обеспечить устранение нежелательных фаз за счет их растворения. Именно с этих позиций далее в работе рассматривались особенности пайки кобальтового сплава импортного производства.

На основании анализа литературных данных для пайки был выбран припой системы Ni-Cr-Fe-Si-B, частицы которого имеют сферическую форму размером до 100 мкм. Наличие в припое самофлюсующихся компонентов Si и B позволяет проводить пайку в низком вакууме. Припой наносится в зазор в виде пасты на органической связке, а процесс пайки выполняется при температурах 1070...1115 °C.

На основании информации, имеющейся по припою, были проведены пробные эксперименты по исследованию растекаемости и смачиваемости припоя на подложке из кобальтового сплава. Наиболее лучшие результаты были получены при использовании температуры пайки 1090±5 °С и остаточном давлении в камере печи не более 10⁻⁴ мм рт. ст. Дальнейшие исследования проводились по данному режиму пайки.

Применительно к кобальтовому сплаву марки FSX-414 серийная термическая обработка предусматривает два этапа: гомогенизацию при 1150 °C и старение при 980 °C [4]. Применение для пайки температуры 1090 °C может вызвать структурно-фазовые изменения и оказать влияние на уровень механических свойств сплава. С целью проверки влияния температуры пайки на структуру и механические свойства сплава на специальных образцах проведена термообработка при указанной температуре с последующим изучением структуры материала и проверкой уровня его прочности и пластичности. Результаты представлены на рис. 2.

При анализе полученных данных следует учитывать, что выбранная температура пайки ($T_{пайки}$) на 60 °С ниже температуры гомогенизации и на 110 °С выше температуры старения кобальтового сплава. Кроме того, выдержка при $T_{пайки}$ осуществляется в течение 8...10 мин, что является достаточным для плавления припоя, заполнения им всего объема зазора и его диффузионного взаимодействия со сплавом. Как видно из данных, представленных на рис. 2, кобальтовый сплав в исходном состоянии представляет собой твердый раствор, упрочненный мелкодисперсными карбидами типа $Me_{23}C_6$ преимущественно округлой формы. Карбиды в эвтектических выделениях представлены тонкими пластинками, чередующихся с прослойками γ -матрицы. По границам зерен наблюдаются карбиды вытянутой формы.







Рис. 2. Микроструктура сплава FSX-414 в исходном (*a*) и постэксплуатационном (*б*) состояниях и после проведения термической обработки при 1090 °C, выдержка 8 мин (*в*)

В постэксплуатационном состоянии (рис. 2, б) на фоне матрицы четко выявляются частицы топологически плотноупакованной σ-фазы игольчатой формы, образование которых происходило вследствие различных твердофазных реакций, постоянно изменяющих соотношение концентраций элементов в фазах и оказывающих влияние на фазовую стабильность материала.

После проведения термообработки при 1090 °С структура кобальтового сплава приобретает вид близкий к исходному. Полученные результаты могут быть объяснены следующим. Карбиды Me₂₃C₆ являются основными упрочнителями кобальтового сплава FSX-414. По данным работы [4] растворение таких карбидов происходит при температурах ~ 1040 °С. Выделение карбидов происходит как по границам зерен, так и в междендритных пространствах в виде грубых и тонких частиц. Более мелкие частицы Ме₂₃С₆ обычно выделяются в виде эвтектики, состоящей из тонких пластинок Me23C6, прослоенных у-матрицей. Последующая выдержка сплава при высоких температурах вызывает некоторое растворение и повторное выделение Me₂₃C₆ в виде очень мелких частиц, окруженных первичными выделениями Ме₂₃С₆. Данный процесс продолжается на протяжении всего срока эксплуатации кобальтового сплава. Оба типа карбидов вносят вклад в упрочнение: первичные карбиды препятствуют проскальзыванию по границам зерен и порождают дислокации, в то время как более мелкие частицы взаимодействуют с движущимися дислокациями. Нагрев сплава FSX-414 до температуры пайки 1090 °С, кратковременная выдержка при данной температуре и последующее медленное охлаждение способствует частичному растворению имеющихся карбидов и выпадению новых более мелких карбидов Ме₂₃С₆.

Представленные результаты согласуются с уровнем механических свойств материала в различном состоянии (рис. 3).

Видно, что после эксплуатации происходит падение прочности и пластичности исследуемого материала почти на 10 и 30% соответственно. Применение температуры пайки позволяет не только обеспечить исходный уровень механических свойств материала, но и несколько улучшить его: в сравнении с исходным состоянием наблюдается рост прочности на 10%, а пластичности на 20%. Возрастание уровня механических свойств связано с процессами выпадения более мелких карбидов типа $Me_{23}C_6$.

На основании полученных результатов можно сделать вывод о допустимости применения кратковременной выдержки кобальтового сплава FSX-414 при температуре 1090 °C.

В ходе дальнейших исследований изучалась структура и свойства паяного шва. При этом учитывалось, что разделка трещин может проводиться на разную глубину и ширину. В связи с этим в экспериментах применялись образцы с различной разделкой, имитирующих разделку трещин: широкая пологая (*вариант 1*), широкая глубокая (*вариант 2*) и узкая клиновидная разделка (*вариант 3*).



Рис. 3. Механические свойства сплава FSX-414 в исходном (*a*) и постэксплуатационном (*б*) состояниях и после проведения термической обработки при 1090 °C, выдержка 8 мин (*в*). Температура испытания – комнатная

Показано (рис. 4), что пайка с разделкой трещин по вариантам 1 и 2 характеризуется менее плотной структурой с большим количеством пор. Количество пор снижается с уменьшением площади разделки. Наиболее плотная структура с минимальным количеством пор наблюдается при клиновидной узкой разделке.

Металлографический анализ паяного шва показал, что вне зависимости от вида разделки пайка с использованием припоя системы Ni-Cr-FeSi—В приводит к формированию в паяном шве регулярной структуры, характеризуемой наличием окантовки вокруг крупных выделений в шве. Кроме того, по границе с кобальтовым сплавом формируется сплошная зона без каких-либо включений светлого оттенка, аналогичной тем фазам, вокруг которых формируется окантовка. Значительной диффузии припоя вглубь кобальтового сплава не отмечается. По границе стыковой пайки с основным материалом дефектов в виде несплошностей не обнаружено.





B)

Рис. 4. Микроструктура паяного шва с различной разделкой трещин: а — вариант 1; б — вариант 2; в — вариант 3 мин (*в*)

С целью определения состава формирующихся при пайке фаз проведен микрорентгеноспектраль-

ный анализ, результаты которого показаны на рис. 5 и в табл. 1. Из данных, представленных в таблице 1, видно, что паяный шов характеризуется высоким содержанием кремния, железа, никеля и в целом отражает состав припоя. Анализ отдельных фазовых выделений в шве показал, что матрицей шва является твердый раствор хрома в никеле, обогащенный кремнием и железом. Микротвердость матрицы составляет ~ 2000 МПа. На фоне матрицы хорошо различимы крупные частицы системы Ni-Cr-Fe. Кроме того, в структуре шва имеются частицы полосчатого типа системы Ni-Cr-Si. Несмотря на то, что данные фазы по сравнению с матрицей обладаповышенной ют микротвердостью (~ 5000 МПа), можно полагать, что обнаруженные фазовые выделения имеют кристаллическую решетку когерентную с решеткой матрицы, а сама матрица с кобальтовым сплавом. Исходя из последнего предположения, следует ожидать высокий уровень механических свойств паяного соединения.





б) Рис. 5. Зоны паяного шва, в которых проводился МРСА

С целью проверки уровня механических свойств паяного соединения были изготовлены цилиндрические образцы, которые паялись встык припоем исследуемой системы. Далее из этих образцов путем механической обработки вытачивались контрольные образцы для одноосного растяжения. Испытания показали, что разрушение всех паяных образцов происходило только по шву, что соответствует классическим представлениям о механике разрушения таких соединений. Как следует из табл. 2, в которой представлены результаты испытаний, прочность паяного шва находится практически на одном уровне в сравнении с исходным состоянием кобальтового сплава.

	Таблица 1
Результаты МРСА в	различных зонах паяного шва

Спектр	Si	Cr	Fe	Со	Ni	W
no puc. 5, a						
1	3,95	9,29	3,35	0,00	83,40	0,00
2	3,76	8,51	3,44	0,26	84,03	0,00
3	5,97	7,49	2,88	0,00	83,14	0,42
4	4,17	9,21	3,28	0,19	82,48	0,66
5	3,87	9,73	3,27	1,87	80,80	0,36
6	0,55	32,31	1,28	43,67	15,07	6,56
7	0,56	31,81	1,10	46,77	10,08	9,04
8	0,56	32,72	1,19	46,80	10,45	7,73
9	0,58	27,88	1,21	51,99	11,13	6,57
		no	o puc. 5,	б		
1	0,12	5,66	1,35	0,15	92,72	0,00
2	0,09	5,56	1,58	0,00	92,77	0,00
3	11,1	2,87	0,97	0,00	84,37	0,57
4	14,3	0,97	0,58	0,10	83,18	0,87
5	0,10	94,35	0,73	0,12	3,55	1,15
6	3,86	9,07	3,32	0,12	82,98	0,55
7	3,81	8,64	3,24	0,00	83,70	0,61

Таблица 2	
Результаты механических испытаний	

Состояние	σ _в , МПа	σ _{0,2} , ΜΠa	δ,%
Исходное	587	424	10,3
Паяный	571	307	73
образец	571	591	7,5

Относительно пластичности шва следует отметить, что относительное удлинение понизилось почти на 30 %. Полученные результаты, показывающие высокую прочность и недостаточную пластичность шва, могут быть объяснены тем, что в структуре шва имеются фазовые частицы, обладающие высокой микротвердостью и обеспечивающие падение пластичности материала в месте пайки.

Несмотря на пониженное значение пластичности материала шва, следует иметь в виду, что сегменты СА ТВД являются статорной частью изделия и в процессе эксплуатации не подвергаются центробежным нагрузкам. Поэтому полученные результаты могут быть приняты как удовлетворяющие условиям эксплуатации.

Для подтверждения высказанного предположения была выполнена пайка искусственно созданных дефектных мест. Пайка выполнялась на

натурном сегменте СА ТВД с агрегата ГТК-25И. На рис. 6 представлен блок, подвергнутый пайке. Данный сегмент СА после пайки был испытан на термическую усталость по следующей схеме: загрузка блока в разогретую печь, выдержка в печи при 1000 °С в течение 3-х часов, охлаждение блока на воздухе. Испытания проводились до достижения 10 шиклов. Следует указать, что для испытаний была выбрана температура, превышающая реальную рабочую температуру сегмента в составе агрегата. По результатам испытаний установлено, что нарушения сплошности по местам пайки не обнаружено. Это свидетельствует о высокой темростабильности паяного шва. С целью дополнительной проверки выдвинутой гипотезы проведены испытания модельных образцов прямоугольного сечения. Образцы паялись встык, после чего они закреплялись консольно в специальном зажиме таким образом, чтобы оценить возможную величину прогиба паяного образца по месту его пайки. Образцы в специальном зажиме выдерживались в течение двух часов при температурах 850 и 900 °C. После испытаний был обнаружен прогиб образцов, величина которого при температуре 850 °C составила 0,13 мм, а при 950 °С - 0,22 мм. Следует отметить, что увеличение времени выдержки при указанных температурах еще на два часа не привело к изменению величины прогиба. Полученные результаты показывают, что паяный шов способен выдержать нагрузку, имеющую место при эксплуатации сегментов, без значительной деформации и разрушения последних.



Рис. 6. Сегмент СА ТВД после пайки дефектных мест припоем системы Ni-Cr-Fe-Si-B и испытаний на термоусталость (стрелками отмечены места пайки)

Заключение

На основании изучения повреждаемости сегментов соплового аппарата ТВД газоперекачивающего агрегата были сформулированы требования к технологии восстановительного ремонта деталей. Показано, что основной вид дефекта — трещины термической усталости — могут быть успешно отремонтированы путем разделки и пайки дефектных мест с использованием высокотемпературного припоя системы Ni—Cr—Fe—Si—B. Паяный шов на кобальтовом сплаве характеризуется регулярной структурой и обладает удовлетворительной прочностью и пластичностью как при комнатной, так и повышенной температурах. Апробация технологии пайки на натурном сегменте показало удовлетворительные результаты, которые могут быть использованы в ремонтном производстве.

Литература

1. Научно-технические основы ремонта лопаток соплового аппарата [Текст] / М.К. Смыслова, В.В. Седов, А.В. Новиков, К.С. Селиванов // В сб. трудов науч.-техн. конф. «Сварка. Контроль. Реновация — 2006». — Уфа: Изд-во «Гилем», 2007. — С. 223 — 231.

2. Miglietti W. Wide gap diffusion braze repairs of nozzle segments cast from FSX-414 Co-based superalloy [Text]/W. Miglietti // Proceedings of the 3^{rd} International Brazing and Soldering Conference, April 24 – 26, 2006 / Editor John J. Stephens, K. Scott Weil. – USA, Texas: ASM International, 2006. – P. 377 – 384.

3. Официальный сайт ФГУП «Всероссийский институт авиационных материалов» ГНЦ РФ. – Режим доступа: <u>http://www.viam.ru/</u>. – 20.04.2012.

4. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок / под ред. Симса Ч.Т., Столоффа Н.С., Хагеля У.К.: пер. с англ. В 2-х книгах. – М.: Металлургия, 1995. – 384 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.М. Смислов, А.В. Новіков, А.О. Бибін, А.В. Демент'єв. Технологічні аспекти продовження ресурсу направляючих лопаток турбіни з використанням дифузійної пайки на етапі відновного ремонту ГПА

Проведено аналіз пошкоджуваності сегментів соплового апарату ТВД з кобальтового сплаву FSX-414 в умовах експлуатації. Показано, що найбільш характерним дефектом на сегментах є тріщини термічної втоми, що знижують працездатність деталей. Визначені основні вимоги до технології ремонту зазначених сегментів. Показано, що найбільш оптимальним способом усунення термоусталостних тріщин є їх оброблення та подальша пайка у вакуумі високотемпературним припоєм. У роботі для ремонту деталей використаний припой системи Ni-Cr-Fe-Si-B, що дозволяє сформувати паяний шов з регулярною структурою, що забезпечує прийнятний рівень міцності і пластичності матеріалу при підвищених температурах.

Ключові слова: газова турбіна, направляючі лопатки, технології ремонту, дифузійна пайка, ресурс.

A.M. Smyslov, A.V. Novikov, A.A.Bybin, A.V. Dement'ev. Technological aspects of life cycle prolongation for nozzle segments with application of diffusion soldering during repair of GPA

A thorough damageability analysis of nozzle segments made of cobalt alloy FSX-414 has been performed during TVD operation. It was shown that the most typical defect of the segments is thermal fatigue cracking which decreases the life cycle of the machine parts. The most critical requirements to the repair technology have been determined. It was shown that the optimal method to eliminate thermal fatigue cracks is their cutting and further vacuum high temperature soldering. In this research, for the machine parts repair, Ni-Cr-Fe-Si-B solder was used; this solder allows formation of a regularly structured joint having acceptable level of strength and material plasticity at elevated temperatures.

Keywords: gas turbine, nozzle segments, technology of repair, diffusion soldering, resource.

УДК 539.388.2

О.Г. Попович, канд. техн. наук В.Г. Шевченко ВПЛИВ ДОТИЧНОЇ СКЛАДОВОЇ ЗУСИЛЛЯ ДЕФОРМУВАННЯ НА ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ У ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЯХ

Виконано скінченноелементне моделювання процесу обкочування деталей, під час якого до ролика прикладали або тільки нормальне зусилля деформування, або нормальне зусилля деформування і ведучий момент. Визначено напружено-деформовані стани у зміцнених деталях для кожного з двох варіантів обкочування.

Ключові слова: поверхневий шар, нормальна та дотична сили, обкочування роликом, скінченноелементне моделювання, залишкові напруження.

Вступ

Однією з найважливіших причин експлуатаційних відмов та обмеження терміну роботи відповідальних деталей машин є втомні руйнування. За умови роботи деталі при змінних напруженнях зародження втомних тріщин зазвичай починається з поверхні деталі.

Ефективним методом підвищення надійності та довговічності деталей, які функціонують при змінних напруженнях, є зміцнення поверхневим пластичним деформуванням. При такому зміцненні в поверхневому шарі деталі виникають залишкові напруження стиску, які запобігають зародженню та сповільнюють розвиток втомних тріщин.

При поверхневому пластичному деформуванні сила дії інструмента на деталь може бути або перпендикулярною до поверхні деталі, або мати як нормальну до поверхні деталі складову, так і суттєву за величиною дотичну складову. Перший випадок має місце при обкочуванні деталі роликом, до якого не прикладають ані суттєвого за величиною ведучого або гальмівного моменту, ані значної дотичної до поверхні деталі сили. Другий випадок реалізується при вигладжуванні поверхні деталі; при дорнуванні; при обробці металевими щітками або відцентровими зміцнювачами; при дробоструменевому зміцненні, якщо струмінь дробинок спрямовано не перпендикулярно до поверхні деталі.

Пластичні деформації матеріалу виникають тоді, коли деяка функція головних напружень у розглядуваному об'ємі пружно-пластичного тіла досягає величини, пов'язаної з границею текучості матеріалу $\sigma_{\rm T}$ [1]. За широко вживаним критерієм Губера — Мізеса [1], у пластично деформованому стані інтенсивність напружень $\sigma_{\rm int}$ у розглядуваному об'ємі дорівнює $\sigma_{\rm T}$.

© О.Г. Попович, В.Г. Шевченко, 2012

Постановка завдання

В роботі [2] для випадку нормального пружного стискання двох тіл ми побудували графіки залежності відносного значення інтенсивності

напружень $\frac{\sigma_{\text{int}}}{p_0}$ від відносної глибини $\frac{h}{a}$ для

різних відношень півосей $\frac{b}{a}$ еліптичної площадки

контакту. Тут через p_0 позначено тиск у центрі площадки контакту; a і b - довжини відповідно більшої та меншої півосей еліптичного контуру площадки контакту; h - глибина, на якій

визначаємо величину $\frac{\sigma_{\text{int}}}{p_0}$, яка відраховується

від поверхні тіла вздовж осі, що проходить через центр площадки контакту двох тіл перпендикулярно до цієї площадки. Зазначені графіки наочно показують, що при пружному стисканні двох

тіл максимум інтенсивності напружень σ_{int}^{max} зна-

ходиться на певній глибині під центром площадки контакту. Звідси випливає, що при нормальному стисканні двох тіл, коли стискаюче зусилля досягне деякої величини, перші пластичні деформації виникатимуть на певній глибині під центром площадки контакту.

Чисельне моделювання процесу нормального притискання жорсткого циліндра та жорсткої сфери до пружно-пластичного півпростору, що описано в роботі [3], показало, що зона пластичних деформацій на початковій стадії розвивається на деякій глибині під площадкою контакту.

Нами було виконано скінченноелементне моделювання процесу пружно-пластичного деформування поверхневого шару деталі, що відбувається при обкочуванні її плоскої поверхні жорстким циліндричним роликом. Це дослідження показало, що в результаті зміцнення деталі роликом, до якого прикладали тільки нормальне до поверхні деталі притискаюче зусилля, в деталі сформувався поверхневий шар з напруженнями стиску, екстремум яких знаходиться на певній глибині під поверхнею деталі.

На поверхні деталі завжди присутні дефекти, які під час експлуатації деталі стають осередками зародження та розвитку втомних тріщин. Крім того, при найбільш поширених в техніці видах деформування — згинанні та крученні — максимальні робочі напруження діють у поверхневому шарі матеріалу деталі. Тому для підвищення опору деталі втомному руйнуванню доцільно в результаті поверхневого пластичного деформування навести в поверхневому шарі деталі залишкові напруження стиску з екстремумом на поверхні.

В ряді робот було розглянуто випадки прикладання до поверхні пружного тіла як нормального, так і дотичного зусилля [3, 4]. Встановлено, що в цих випадках найбільше дотичне напруження досягає максимального значення на меншій відстані від поверхні тіла, ніж у випадку прикладання лише нормального зусилля тієї ж величини. Якщо відношення дотичного зусилля до нормального зусилля перевищує певне значення, то зона з максимальними дотичними напруженнями розташовується на поверхні тіла.

Залишкові напруження, які сформуються у деталі з пружно-пластичного матеріалу в результаті зміцнення з прикладанням дотичного до її поверхні зусилля деформування, суттєво залежать не лише від величини дотичного зусилля, а й від взаємного розташування напрямків цього зусилля та швидкості переміщення осередку деформування відносно деталі. В роботі [5] за допомогою скінченноелементного моделювання отримано поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після вигладжування, тобто у випадку, коли дотична складова сили дії інструмента на деталь була співспрямована з вектором переміщення інструмента відносно деталі. Розгляд наведених полів показує, що в цьому разі в тонкому приповерхневому шарі матеріалу сформувалися значні за величиною залишкові напруження розтягу.

Мета нашої роботи — отримати за допомогою скінченноелементного моделювання в програмному комплексі ANSYS та порівняти графіки розподілу залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі деталі для двох варіантів зміцнення. Перший варіант — обкочування плоскої поверхні деталі з пружно-пластичного матеріалу жорстким циліндричним роликом, до якого прикладають тільки нормальне до поверхні

деталі зусилля деформування \overline{f} . Другий варіант - обкочування такої ж деталі тим же роликом, до якого прикладають і нормальне до її поверхні

зусилля \overline{f} , і ведучий момент M.

Зміст і результати дослідження

Узагальнену схему для обох досліджуваних варіантів зміцнення зображено на рис. 1. На ньому проведено координатні осі X і Y, вісь Z утворює з осями X і Y праву систему координат.

У першому варіанті зміцнення ведучий момент до ролика не прикладають (M = 0). У другому варіанті зміцнення величина ведучого моменту задовольняє нерівності

$M \leq \mu f r$,

де µ - коефіцієнт тертя між поверхнями ролика та деталі;

r - радіус ролика.

Тому ролик котиться по поверхні деталі без проковзування.



Рис. 1. Узагальнена схема зміцнення плоскої поверхні деталі

У другому варіанті зміцнення зусилля, що діє з боку ролика на деталь, має як нормальну \overline{f}_n , так і суттєву за величиною дотичну складову \overline{f}_t , яка спрямована протилежно вектору переміщення ролика відносно деталі (рис. 2).

На препроцесорній стадії (Preprocessor) створили геометричну модель ролика радіусом r = 0,028 м та деталі. Потім задали механічні властивості матеріалу деталі: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона v = 0,28; границя текучості $\sigma_{\rm T} = 430$ МПа; площадка текучості горизонтальна, тобто модуль зміцнення. Коефіцієнт тертя $E_{\rm T} = 0$.



Рис. 2. Нормальне та дотичне зусилля деформування

В області деталі створили сітку зі скінченних елементів типу PLANE82 (плоский 8-вузловий елемент).

Оскільки в нашій контактній задачі товщина поверхневого пластично деформованого шару на порядок менша за розміри поперечного перерізу деталі, а також за розмір деталі в напрямку осі Z, то можна прийняти, що помітної деформації тіла в напрямку осі Z не відбувається і вважати $\varepsilon_z = 0$. Отже, деформація тіла є плоскою, що і було вказано нами в ANSYS.

У програмі вказали, що робоча поверхня ролика та оброблювана поверхня деталі складають контактну пару, причому ролик вважається абсолютно жорстким. На вказаних поверхнях було створено скінченні елементи типів TARGE169 і CONTA175 відповідно.

Задали крайові умови розглядуваної задачі (рис. 1):

 відсутність переміщень вздовж осі У вузлів скінченноелементної сітки, що належать поверхні деталі, яка є протилежною до оброблюваної поверхні;

 відсутність переміщень вздовж осі Х вузлів скінченноелементної сітки, що належать лівому торцю деталі. За центр приведення (*pilot node*) абсолютно твердого ролика обрали центр кола, яке є контуром ролика. Процеси обкочування за кожним із зазначених варіантів зміцнення моделювали у декілька послідовних етапів:

- До центру приведення прикладали зусилля деформування, нормальне до поверхні деталі, поступово збільшуючи величину цього зусилля.

- Тільки для другого варіанту зміцнення. До центру приведення прикладали ведучий момент, поступово збільшуючи величину цього моменту.

 Надавали центру приведення поступово зростаюче переміщення вздовж поверхні деталі, зберігаючи постійними величини нормального зусилля деформування та ведучого моменту. При цьому повна величина зазначеного переміщення для коректного моделювання зміцненого шару була на порядок більшою за товщину зміцненого шару.

- Тільки для другого варіанту зміцнення. Знімали з центру приведення ведучий момент, поступово зменшуючи його величину.

- Знімали з центру приведення зусилля деформування, поступово зменшуючи його величину.

Ролик у моделі може повертатися навколо центра приведення. Тому при переміщенні центра приведення притиснутого до деталі ролика на величину ΔS вздовж поверхні деталі програма визначає, що ролик повертається на кут

 $\Delta \phi = \frac{\Delta S}{r}$ внаслідок наявності сил тертя між по-

верхнями ролика та деталі.

Введення початкових даних і проведення розрахунку в ANSYS виконано в системі одиниць SI. На графіках, наведених нижче, для зручності аналізу значення залишкових напружень представлені в мегапаскалях, а глибини — в міліметрах.

На стадії вирішення (Solution) в програмному комплексі ANSYS шляхом чисельного інтегрування диференціальних рівнянь теорії пластичності було визначено напружено-деформовані стани у деталі, що сформувалися в результаті обкочування деталі за кожним із двох зазначених варіантів зміцнення.

На постпроцесорній стадії (Postprocessor) було отримано поля залишкових напружень σ_{xx} (рис. 3, *a*; рис. 4, *a*) і σ_{zz} (рис. 3, *b*; рис. 4, *b*) у поверхневому шарі деталі, які відповідають цим варіантам зміцнення. Компоненти тензора напружень ми відносимо до системи координатних осей *XYZ* (рис. 1). Напруження σ_{xx} і σ_{zz} є головними напруженнями в матеріалі деталі, що діють в площинах, паралельних обробленій поверхні деталі. Величини напружень σ_{yy} в поверхневому шарі в кілька разів менші за величини σ_{xx} і σ_{zz} .



Рис. 3. Поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після обкочування роликом, до якого прикладали тільки нормальне зусилля деформування:



a – залишкові напруження σ_{xx} , Па; δ - залишкові напруження σ_{zz} , Па

Рис. 4. Поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після обкочування роликом, до якого прикладали нормальне зусилля деформування та ведучий момент:

a – залишкові напруження σ_{xx} , Па; δ - залишкові напруження σ_{zz} , Па

Для перерізів деталі, перпендикулярних до осі *X* і достатньо віддалених від кінців зміцненої ділянки, ми побудували графіки розподілу залишкових напружень σ_{xx} (рис. 5, *a*) і σ_{zz} (рис. 5, *б*) по глибині, яка відраховується від поверхні деталі.



ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012



Рис. 5. Розподіл залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі деталі після зміцнення:

Рис. 3 (*a* і δ) та пунктирні лінії на рис. 5 (*a* і δ) зображують відповідно поля та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і

 σ_{zz} після обкочування плоскої поверхні деталі циліндричним роликом (r = 0,028 м), до якого прикладали нормально до поверхні деталі зусилля $f = 5,5 \cdot 10^5$ Н на 1м довжини твірної циліндра.

Рис. 4 (*a* і *б*) та суцільні лінії на рис. 5 (*a* і *б*) зображують відповідно поля та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після обкочування плоскої поверхні деталі циліндричним роликом (r = 0,028 м), до якого прикладали на 1м довжини твірної циліндра і нормальне до поверхні деталі зусилля $f = 5,5 \cdot 10^5$ H, і ведучий момент M = 2500 H·м.

Пунктирні лінії на рис. 5 (*a* і б) показують, що в результаті зміцнення з прикладанням до деталі тільки нормального зусилля деформування у тонкому приповерхневому шарі наведено незначні за величиною залишкові напруження

 σ_{xx} і σ_{zz} . Суцільні лінії на рис. 5 (*a* і *б*) показують, що в результаті зміцнення з прикладанням до деталі як нормального, так і дотичного зусилля деформування, спрямованого протилежно вектору переміщення інструмента відносно деталі, залишкові напруження стиску σ_{xx} і σ_{zz} досягають найбільших величин у тонкому приповерхневому шарі матеріалу деталі.

Висновки

Таким чином, проведене дослідження вказує на раціональність схеми обробки поверхневим пластичним деформуванням, при якій на деталь з боку інструмента діє окрім нормального зусилля, ще й дотичне зусилля деформування, спрямоване вбік вже зміцненої ділянки деталі. Збільшення величин залишкових напружень стиску в приповерхневому шарі, яке досягається в результаті зміцнення за такою схемою, сприятиме підвищенню втомної довговічності деталі.

Наші подальші дослідження будуть спрямовані на експериментальну перевірку отриманих результатів.

Перелік посилань

1. Качанов Л.М. Основы теории пластичности [Текст] / Л.М. Качанов. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука, 1969. – 420 с.

2. Попович О.Г. Аналіз зміцнення поверхневого шару із застосуванням розв'язку контактної задачі [Текст] / О.Г. Попович, В.Г. Шевченко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Ліра, 2011.- Вип. 16. – С. 232-239.

3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия [Текст]: пер. с англ. / К. Джонсон; под ред. Р.В. Гольдштейна. — М.: Мир, 1989. — 510 с.

4. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению [Текст] / С.В. Пинегин. — 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1969. — 244 с.

5. Титов А.В. Моделирование процесса алмазного выглаживания с использованием системы ANSYS [Текст] / А.В. Титов, С.В. Мозговой, А.Я. Качан // Вісник двигунобудування. — 2006. - №4. — С. 90-96.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А. Г. Попович, В.Г. Шевченко. Влияние касательной составляющей усилия деформирования на остаточные напряжения в упрочненных деталях

Выполнено конечноэлементное моделирование процесса обкатывания деталей, во время которого к ролику прикладывали или только нормальное усилие деформирования, или нормальное усилие деформирования и ведущий момент. Определены напряженно-деформированные состояния в упрочненных деталях для каждого из двух вариантов обкатывания.

Ключевые слова: поверхностный слой, нормальная и тангенциальная силы, обкатывание роликом, конечноэлементное моделирование, остаточные напряжения.

A.G. Popovich, V.G. Shevchenko. Influence of the tangential deforming force component on residual stress in the strengthened parts

We carried out finite element modeling of the part roller burnishing process, during which the roller was being subjected to either only normal deforming force or both normal deforming force and driving moment. The stressed-strained states in the strengthened parts are determined for each of two roller burnishing variants.

Key words: surface layer, normal and tangential forces, roller burnishing, finite element modeling, residual stress.

УДК 621.923

Филиппов С.В.

ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Казань, Россия

ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА НА ВЕЛИЧИНУ ИЗНОСА СОПЛА ПРИ ПНЕВМОГИДРОСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКЕ (ПГСО)

Проведены опытные работы по исследованию износа камеры смешения при использованию завихрителя сжатого воздуха на входе в эжекционное сопло при пневмогидроструйной обработке. При проведении эксперимента исследовался износ камер смешения при использовании только завихрения и комбинация завихрения с различными диаметрами прямого потока. Описана конструкция эжекционного сопла и завихрителя. Показано, что при использовании завихрителя без центрального отверстия происходит значительное увеличение износа камеры смешения по массе. При увеличении диаметра центрального отверстия происходит уменьшение износа камеры смешения по массе. Износ камеры смешения по массе больше, чем при работе без завихрителя, но при этом износ распределяется более равномерно, и в результате этого стойкость камеры смешения увеличивается. Приведена методика расчета силы трения между потоком рабочей смеси и стенками камеры смешения при использовании закрутки сжатого воздуха на входе в газовое сопло.

Ключевые слова: завихритель, износ, сопло, абразив, сжатый воздух, АЖО.

Введение

Пневмогидроструйная обработка применяется для подготовки поверхности под алитирование, снятия шлама после алитирования и удаления нагара после эксплуатации. Данный способ нашел широкое применение на КМПО взамен АЖО, так как имеет целый ряд преимуществ: в конструкции отсутствует быстроизнашивающийся струйный насос, низкий уровень шума и отсутствие аэрозольного распыления, так как обработка происходит под жидкостью.

При работе эжектора быстроизнашиваемой деталью является камера смешения, которая прорезается рабочей средой в нижней части, и данная работа направлена на увеличение ее стойкости. Для увеличения стойкости камеры смешения применен завихритель.

1. Экспериментальная часть

В экспериментах использовался эжектор, завихритель сжатого воздуха и установка для пневмогидроструйной обработки (ПГСО), представленные на рис. 1, 2 и 3.

Он состоит из корпуса - 1, газового сопла - 2, камеры смешения - 3, и штуцеров — 4,5. При подаче сжатого воздуха в штуцер 4, через штуцер 5 происходит засасывание рабочей среды (жидкость + абразив). С помощью струи сжатого воздуха рабочая среда разгоняется до определенной скорости в камере смешения эжектора и выбрасывается на обрабатываемую поверхность детали.



Рис. 1. Конструкция эжектора



Рис. 2. Конструкция завихрителя

Завихритель состоит из штуцера подвода сжатого воздуха - 1, камеры - 2 и завихрителя - 3 с тангенциальными отверстиями d для закрутки пограничного слоя, и центральным отверстием D. При подаче сжатого воздуха к штуцеру 1 воздух проходит через центральное отверстие D и формируется прямой поток. При прохождении сжатого воздуха через тангенциальные отверстия d происходит закручивание пограничного слоя вокруг прямого потока через отверстие D. За счет закрученного пограничного слоя происходит более равномерное распределение рабочей среды (жидкость + абразив) по поверхности камеры смешения.

Схема установки для пневмогидроструйной обработки представлена на рисунке 3.



Рис. 3. Схема установки для пневмогидроструйной обработки

Обработка проводилась одновременно двумя эжекторами двух деталей. При этом, на одном из эжекторов был установлен завихритель. Одновременная работа двух эжекторов позволяет исключить влияние скачков давления сжатого воздуха и величины износа свободного абразива на сравнительные результаты по износу камеры смешения.

В качестве свободного абразива использовался электрокорунд белый марки 25А63. Давление сжатого воздуха 4 кгс/см². Время обработки 10 мин. Расстояние от среза камеры смешения до обрабатываемой поверхности 60 мм. Материал обрабатываемой детали — Сталь 45. Эксперименты проводились при разных диаметрах центрального отверстия D от 0 до 10 мм.

Эксперименты были направлены на исследование влияния износа камеры смешения при использовании вихревого движения сжатого воздуха и при использовании комбинации вихревого и прямоточного движения. Величина износа камеры смешения определялась методом взвешивания.

2. Анализ полученных результатов

На рис. 4 показаны результаты взвешивания камеры смешения при различных сочетаниях прямоточного и вихревого движения.

Левый столбец показывает износ камеры смешения без завихрителя. Правый столбец показывает износ камеры смешения при использовании завихрителя. Неравномерность высоты левых столбцов связана с различной величиной износа свободного абразива. Из диаграммы видно, что с увеличением диаметра D происходит уменьшение величины износа камеры смешения, но она остается выше, чем без завихрителя.



Также было отмечено, что при D = 10 мм происходит увеличение диаметра пятна контакта с обрабатываемой поверхностью с 45 мм до 55 мм. На рис. 5 приведена фотография пятна контакта. Слева без завихрителя, справа с завихрителем.



Рис. 5. Пятно контакта с обрабатываемой деталью

Величина эжекции при D = 10 мм на обоих эжекторах одинаковая.

В работе Лабутина А.Ю. [1] приведена расчетная схема прямоточного эжектора, представленная на рис. 6 и математическая модель эжектора в которой рассмотрена сила трения между потоком рабочей жидкости и стенками камеры смешения.



Рис. 6. Расчетная схема эжектора

Основные допущения.

1. Турбулентное течение смеси является стационарным: все параметры в расчетах осреднены по времени.

2. Течение смеси одномерное, смесь гетерогенная, находится в термодинамическом равновесии. Параметры смеси в каждом сечении осреднены по расходу.

3. В смеси не происходит химических превращений, газ не растворяется в жидкости, парами жидкости пренебрегаем.

4. Газ считаем идеальным. Теплоемкость и плотность жидкости не зависят от температуры и давления.

5. Стенки эжектора нетеплопроводные.

 Скольжение фаз учитывается через поправочный коэффициент в уравнении сохранения движения для камеры смешения.

7. Течение смеси изотермическое. Температура смеси в камере смешения и диффузоре равна температуре жидкости.

8. Внутренняя энергия смеси газа, жидкости и твердых частиц зависит как у идеального газа только от температуры. Теплоемкость рабочей смеси не зависит от температуры и давления.

Удельный объем газа на выходе из камеры смешения определяется из уравнения состояния для газа

$$V_{\Gamma 3} = \frac{R_{\Gamma} T_{C3}}{p_{C3}}$$
(1)

где R_г – удельная газовая постоянная;

Т_{С3} - температура;

р_{С3} - давление.

Объемная концентрация гидрсмеси в сечении 3

$$r_{\Gamma C} = \frac{Q_{\Gamma C}}{Q_{\Gamma C} + Q_{\Gamma}}$$
(2)

где $Q_{\Gamma C}$ и Q_{Γ} - объемные расходы гидросмеси и газа.

Эффективную вязкость рабочей смеси μ_C рассчитываем по формуле Г. Уоллиса [2]

$$\mu_{\rm C} = \mu_{\Gamma} \left(1 + 2.5 r_{\Gamma \rm C} \right) \frac{\mu_{\Gamma \rm C} + 0.4 \mu_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma \rm C} + \mu_{\Gamma}} \tag{3}$$

где μ_{Γ} и $\mu_{\Gamma C}$ - динамическая вязкость газа и гидросмеси.

Режим течения смеси в камере смешения определяется по числу Рейнольдса

$$R_e = \frac{W_{C3}d_{KC}\rho_{C3}}{\mu_C}$$
(4)

где W_{C3} - скорость смеси;

d_{КС} - диаметр камеры смешения;

ρ_{C3} - плотность рабочей смеси.

Коэффициент сопротивления течения смеси определим по известной формуле Никурадзе [3]

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0.237}}$$
(5)

Формула справедлива для значений R_e от 2500 до 3981072.

Касательное напряжение трения на стенке камеры смешения по формуле Л.Г. Лойцянского [3] будет:

$$\tau = \lambda \frac{\rho_{C3} W_{C3}^2}{8} \tag{6}$$

Среднюю по длине камеры смешения силу трения потока смеси о стенки камеры смешения приближенно рассчитываем по формуле:

$$R_{\rm TP} = \pi d_{\rm KC} L_{\rm KC} \tau \tag{7}$$

где d_{кс} - диаметр камеры смешения;

L_{КС} - длина камеры смешения.

При применении закрутки сжатого воздуха на входе в эжектор при расчете силы трения потока смеси о стенки камеры смешения мной предлагается в формуле (6) взять уточненную скорость газовой смеси, которая получается в результате векторного сложения скорости потока вдоль оси камеры смешения и тангенциальной скорости потока.

$$W_{C3} = \sqrt{W_{C30}^2 + W_{C3T}^2}$$
(8)

где W_{C3O} - скорость потока вдоль оси камеры смешения;

 $\mathbf{W}_{\mathrm{C3T}}$ - тангенциальная скорость газового

потока.

Заключение

Использование завихрителя позволяет более равномерно распределить поток рабочей среды по внутренней поверхности камеры смешения, что положительно сказывается на ее стойкости. Учет тангенциальной скорости потока смеси при определении касательных напряжений на стенке камеры смешения позволяет более точно определить среднюю по длине камеры смешения силу трения потока о стенки камеры смешения.

Литература

1. Лабутин А.Ю. Исследование, разработка и внедрение процесса пневмогидроструйной обра-

ботки лопаток компрессора ГТД в среде жидкости: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 защищена 02.12.99; утв. 24.03.00 / Лабутин Александр Юрьевич. - Казань, 1999 — 165 с. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения[Текст] / Г. Уоллис.- М.: Мир, 1972. -440 с.
Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. -М.: Наука, 1978. - 736 с.

Поступила в редакцию 25.06.2012

С.В. Філіппов. Вплив закручування стислого повітря на величину зносу сопла при пневмогідроструйній обробці (ПГСО)

Проведені дослідні роботи по дослідженню зносу камери змішення при використанні завихрювача стислого повітря на вході до ежекційного сопла при пневмогідроструйній обробці. При проведенні експерименту досліджувався знос камер змішення при використанні лише завихрення і комбінація завихрення з різними діаметрами прямого потоку. Описана конструкція ежекційного сопла і завихрювача. Показано, що при використанні завихрювача без центрального отвору відбувається значне збільшення зносу камери змішення по масі. При збільшенні діаметру центрального отвору відбувається зменшення зносу камери змішення по масі. Знос камери змішення по масі більший, ніж при роботі без завихрювача, але при цьому знос розподіляється більш рівномірно, і в результаті цього стійкість камери змішення збільшується. Приведена методика розрахунку сили тертя між потоком робочої суміші і стінками камери змішення при використанні закручування стислого повітря на вході в газове сопло.

Ключові слова: завихрювач, знос, сопло, абразив, стисле повітря, АЖО.

S.V. Filippov. Turbulizer's influence of the compressed air on size of wear of the nozzle at pneumohydrojet processing (PHP)

Skilled works on research of wear of the chamber of mixture when using turbulizer of the compressed air on an entrance are carried out to an ejective nozzle at pneumohydrojet processing. At carrying out experiment wear of chambers of mixture was investigated when using only turbulences and a turbulence combination with various diameters of a direct stream. The design of an ejective nozzle and a turbulizer is described. It is shown that when using a turbulizer without the central opening there is a significant increase in wear of the chamber of mixture on weight. At increase in diameter of the central houl there is a reduction of wear of the chamber of mixture on weight. Wear of the chamber of mixture on weight more than at work without a turbulizer, but thus wear is distributed more evenly and as a result it firmness of the chamber of mixture increases. The method of calculation of force of friction is resulted between the stream of working mixture and walls of chamber of mixing at the use of rollup of the compressed air on the entrance of the gas nozzle.

Key words: a swirl, wear, a nozzle, an abrasive, the compressed air, ALP.

УДК 620.22

Ю.Г. Быков¹, С.В. Овсепян², И.С. Мазалов², А.С. Ромашов¹

¹ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Россия ²ФГУП «ВИАМ», Россия

ПРИМЕНЕНИЕ НОВОГО ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ВЖ 171 В КОНСТРУКЦИИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты технологического опробования нового жаропрочного свариваемого сплава ВЖ171 применительно к деталям перспективного ГТД. Установлено, что из листов сплава толщиной 0,83 мм на промышленном оборудовании можно изготавливать детали сложной геометрической конструкции, типа жаровой трубы и теплозащитных экранов. При этом сплав обладает удовлетворительной технологичностью при операциях листовой штамповки и аргонодуговой сварки. Показано, что после проведения химикотермической обработки сборочных единиц и узлов достигается требуемый упрочняющий эффект.

Ключевые слова: жаропрочный сплав, технологичность, аргонодуговая сварка, химикотермическая обработка, азотирование, механические свойства.

Введение

Для деталей горячего тракта газотурбинных двигателей нового поколения - жаровой трубы камеры сгорания, элементов сопла и форсажной камеры требуются материалы, работоспособные при температурах выше 1050 °C, что серийные сплавы обеспечить не могут. Для замены материалов, использующихся в конструкциях действующих ГТД - ВХ4А, ВЖ98, ВЖ101 и др. во ФГУП «ВИАМ» создан жаропрочный свариваемый сплав ВЖ171 с температурой работы до 1250 °C.

Сбалансированность компонентов марки ВЖ171 обеспечивает стабильность структуры в процессе эксплуатации не произойдет выделения частиц топологически плотноупакованных фаз (хрома, вольфрама и т.п.). Главное отличие сплава ВЖ171 от применяемых материалов состоит в упрочнении его дисперсными частицами нитридов, формирующихся при химико-термической обработки в процессе внутреннего азотирования. Стабильность нитридов, сохраняющихся вплоть до температуры плавления матрицы, обеспечивает высокую рабочую температуру сплава. В настоящее время данный сплав имеет наиболее высокую жаропрочность среди материалов аналогичного назначения (таблица 1).

Сплав ВЖ171 предназначен для использования в тонколистовых свариваемых конструкциях (жаровая труба, термозащитные экраны сопла, элементы форсажной камеры). Требования к материалам деталей следующие: рабочие напряжения до 20 МПа, высокое сопротивление окислению (жаростойкость), в том числе, в продуктах

© Ю.Г. Быков, С.В. Овсепян, И.С. Мазалов, А.С. Ромашов, 2012

сгорания топлива; одновременно, высокая сопротивляемость многократным быстрым нагревам и охлаждениям, высокая теплопроводность и низкий коэффициент линейного расширения, структурная стабильность во всем диапазоне рабочих температур [4]. Применительно к жаровым трубам, конструкция из этого сплава должна обладать высоким сопротивлением короблению, поскольку изменение геометрии жаровой трубы вызывает неравномерность температурного поля, что способствует перегреву рабочих лопаток и обода дисков турбины.

Таблица 1 Пределы длительной прочности свариваемых сплавов для высокотемпературного применения (средние значения) [1, 2, 3]

	σ ₁₀₀ (ΜΠa)						
Сплав	при ′	температу	рах испыт	гания, ^о	С		
	800	900	1000	1100	1200		
ВЖ98	108	51	25	-	-		
ВЖ145	160	70	30	15	5		
BX4A	170	70	25	-	-		
ВЖ159	180	70	25	-	-		
HS-188	150	99	37	15	-		
	(815°C)	(870°C)	(980°C)				
ВЖ171	-	130	70	45	23		

В технологическом плане сплав должен иметь достаточную пластичность и удовлетворительную свариваемость и быть ремонтопригодным в эксплуатации. Целью данной работы являлась оценка технологичности сплава ВЖ171 и возможности изготовления деталей перспективных ГТД из него в условиях промышленного производства.

В качестве основных полуфабрикатов из сплава ВЖ171 использовались холоднокатаные листы толщиной 0,8...3,0 мм. Их изготовили во ФГУП «ВИАМ». Была проведена плавка в вакуумноиндукционной печи с заливкой в конусные изложницы. Сутунку под прокатку изготавливали осадкой на прессе мощностью 1600 тс в горячих штампах. Ковку осуществляли за несколько выносов с подогревом, со степенями деформации 30...45%. Затем проводили горячую и холодную прокатку с последующим отжигом при температуре 1100 °C.

Далее по технологическому процессу, блоксхема которого приведена на рис. 1, из сплава ВЖ171 были изготовлены следующие детали: экран сопла, экран створки сопла, жаровая труба и элементы форсажной камеры — стойки и малый стабилизатор.

На операции входного контроля исследована микроструктура холоднокатаных листов (рис. 2). Листы толщиной 1...1,5 мм имели размер зерна 9-10 баллов (ГОСТ 5639), а толщиной 3 мм — 7-5 баллов.





а) толщина листа 1,2 мм; б) толщина листа 3,0 мм

В процессе изготовления деталей сопла, форсажной камеры и жаровой трубы были изучены технологические свойства сплава ВЖ171 — способность формоизменения при холодной штамповке, свариваемость аргонодуговым методом, химико-термическая обработка и нанесение алюмосилицированного защитного покрытия. На рис. 3 приведена микроструктура сплава ВЖ171 в азотированном состоянии.



Рис.1. Блок-схема технологического процесса изготовления деталей из сплава ВЖ171



Рис. 3. Микроструктура листа сплава ВЖ171 после азотирования (×1000)

Видны частицы упрочняющей фазы — нитрида титана равномерно распределенные по телу зерна.

С применением электронной микроскопии проведено исследование структурных характеристик нитридной фазы в зависимости от расстояния от поверхности листа (рис. 4). Изучены тип, размеры, форма и объемная доля частиц¹.

¹ Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ — грант № 11-08-12095 с участием Филоновой Е.В., Морозовой Г.И. и Давыдовой Е.А.

Установлено, что в структуре металла по толщине листа выделяются три зоны, отличающиеся по типу, морфологии, размеру и составу фаз рис. 4.



Рис. 4. Микроструктура (РЭМ) листа сплава ВЖ171

Зона у поверхности - на глубине до 70 мкм - зерна матрицы размером 5-20 мкм, частицы нитридов округлой формы по границам и в теле зерен. Выявлены: нитрида хрома Cr_2N , нитрида титана TiN и следы нитрида (W, Mo)₂N. Центральная зона - на расстоянии более 400 мкм от поверхности. Здесь нитрид TiN полностью преобладает. Между этими зонами видна переходная область с частицами разной формы TiN и следами Cr₂N.

Установлено, что размер нитридов увеличивается пропорционально расстоянию от поверхности образца в степени ~ 0,3 (рис. 5). Средний размер нитридов, видимых при увеличениях до ×2000, повышается от 0,7 до 2,2 мкм от края до середины образца. Вытянутость частиц минимальна в поверхностном слое и в центре образца и максимальна в переходной области. Наибольшее количество фазы ~ 13% по площади шлифа на половине расстояния от поверхности до центра образца (рис. 5).



Рис. 5. Влияние расстояния от поверхности листа толщиной 1,5 мм на характеристики частиц нитридов

При проведении операции химико-термической обработки, которая предусматривает длительную выдержку при высокой температуре, с целью избежания температурных поводок детали и сохранения ее геометрических размеров, применялись специально спроектированные и изготовленные термофиксаторы. Контрольная проверка геометрии деталей после азотирования не выявила каких-либо замечаний. На детали сопла и форсажной камеры было нанесено алюмосилицированное покрытие AC-1 по заводской технологии.

После химико-термической обработки деталей на образцах-свидетелях получены свойства, приведенные в таблице 2.

Таблица 2 Свойства образцов-свидетелей сплава ВЖ171 после азотирования

Кратковременный разрыв					Длител прочн	іьная ость
T, ℃	σ _в , МПа	σ _{0,2} , МПа	δ, %	Ψ, %	σ , ΜΠa	τ, часы
20	658	483	11,1	16,8	-	-
20	653	488	11,1	14,6	-	-
1000	245	231	20,8	21,5	64	143
1000	258	236	20,1	16,8	64	97

Сравнение полученных фактических характеристик с данными паспорта на сплав ВЖ171 показывает их удовлетворительную корреляцию.

Таблица 3

Механические свойства сплава ВЖ171 в азотированном состоянии (паспорт, средние значения)

Наименование свойств при температуре, °C	20	900	1000	1200	1250
$σ_{_{\rm B}}$, ΜΠα	870	380	235	80	59
${\pmb \sigma}_{_{0,2}}$, МПа	530	260	190	60	55
δ, %	10	9,5	16,5	32	15
$\sigma_{_{100}}$, МПа	-	130	70	23	-

Заключение

Проведенные исследования по изучению технологичности сплава ВЖ171 позволили определить оптимальные режимы штамповки листов толщиной 0,83 мм, аргонодуговой сварки для получения качественного сварного соединения, и нанесения защитного покрытия. Проверена эффективность химико-термической обработки деталей из нового сплава в условиях ФГУП «ВИАМ».

На основании проведенной работы, на промышленном оборудовании из сплава ВЖ171 были изготовлены теплозащитный экран сопла (рис. 6), экран створки сопла (рис. 7), стойки (рис. 8) и малый стабилизатор (рис. 9) форсажной камеры перспективного двигателя.

Для двигателя МД120 из этого сплава изготовлена жаровая труба² (рис. 10), которая прошла испытания на технологическом изделии без замечаний.

Литература

1. Ломберг Б.С. Жаропрочные деформируемые сплавы для горячего тракта газотурбинных двигателей (ГТД) [Текст] / Б.С. Ломберг, С.В. Овсепян, В.Б. Латышев, Е.Б. Чабина // Авиационные материалы: сб. науч. тр. / ФГУП «ВИАМ». – М., 2007. – С. 59-65.

2. Ломберг Б.С. Современные деформируемые жаропрочные сплавы[Текст] / Б.С. Ломберг, С.В Овсепян, В.Б. Латышев // Тр. Междунар. научн.-техн. конф. «Научные идеи С.Т.Кишкина и современное материаловедение», М., ВИАМ, 2006. - С. 75-84.

3. Haynes® 188 Alloy / www. haynesintl.com

4. Моисеев С.А. Жаропрочные свариваемые сплавы для узлов статора современных и перспективных авиационных ГТД [Текст]/ С.А Моисеев, В.Б. Латышев // Авиационные материалы и технологии: сб. науч. тр. / ФГУП «ВИАМ». – М., 2003. – С. 152-158.





Рис. 7. Экран створки сопла



Рис. 6. Экран сопла

²Работа проведена совместно с УГМет ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют»





Рис. 8. Стойка



Рис. 9. Стабилизатор малый





Поступила в редакцию 28.05.2012

Ю.Г. Биков, С.В. Овсепян, І.С. Мазалов, А.С. Ромашов. Застосування нового жароміцного сплаву ВЖ171 в конструкції перспективного двигуна

Наведено результати технологічного випробування нового жароміцного зварюваного сплаву ВЖ171 стосовно до деталей перспективного ВМД. Встановлено, що з листів сплаву товщиною 0,8 ... 3 мм на промисловому обладнанні можна виготовляти деталі складної геометричної конструкції, типу жарової труби і теплозахисних екранів. При цьому сплав володіє задовільною технологічністю при операціях листового штампування і аргонодугового зварювання. Показано, що після проведення хіміко-термічної обробки складальних одиниць і вузлів досягається потрібний зміцнюючий ефект.

Ключові слова: жароміцний сплав, технологічність, аргонодугове зварювання, хімікотермічна обробка, азотування, механічні властивості.

Y.G. Bykov, S.V. Ovsepyan, I.S. Mazalov, A.S. Romashov. Application of a new high-temperature alloy BX 171 in construction perspective engine

The results of testing a new technology high-temperature alloy welded BX171 regard to detail perspective gas turbine engine. Found that of the alloy sheet thickness of 0.8 ... 3 mm in the industrial equipment can produce parts with complex geometric designs, such as flame tube, and cooling liner. In this alloy has satisfactory processability in sheet metal forming operations, and argon arc welding. It is shown that after chemicothermal treatment assembly units and components is achieved by reinforcing the desired effect.

Key words: high-temperature alloys, processability, argon arc welding, chemicothermal treatment, nitriding, mechanical properties.

УДК 539.4; 621.81

¹Н. П. Великанова, ¹П.Г. Великанов, ²А.С. Киселев

¹ Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ Казань, Россия ² ОАО КПП «Авиамотор» Казань, Россия

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАРАБОТКИ НА КРАТКОВРЕМЕННЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД

Выполнен статистический анализ кратковременных основных механических свойств (OMC) жаропрочных сплавов литейного ЖСбУ-ВИ равноосной кристаллизации для лопаток турбин и деформируемого ЭИб98-ВД для дисков турбин авиационных ГТД большого ресурса для гражданской авиации. Исследованы выборки ОМС в исходном состоянии и после наработки до 9500 часов для рабочих лопаток и до 18000 часов для дисков турбин. Для проверки соответствия эмпирических функций распределения ОМС теоретическим законам использовались графический анализ и критерии для проверки статистических гипотез.

Ключевые слова: конструкционные материалы, механические свойства, закон распределения, числовые параметры распределений, рабочие лопатки и диски турбин, эксплуатационная наработка.

Введение

Для оценки долговечности и ресурса элементов конструкций в вероятностном аспекте в качестве исходных данных, кроме характеристик сопротивления длительному статическому, малоцикловому и усталостному разрушению, используется комплекс характеристик основных механических свойств (характеристик прочности и пластичности), полученных для различных уровней вероятности.

К ним относятся такие основные механические свойства (ОМС) металлов, как предел прочности σ_B , предел пропорциональности $\sigma_{0.02}$, условный предел текучести $\sigma_{0.2}$, относительное су-

жение ψ , истинное сопротивление разрыву S_R и показатель упрочнения m [1].

Знание функций распределения ОМС для эксплуатационных условий позволяет обоснованно выбирать материалы при изготовлении конструкций на основе обеспечения требуемого уровня расчетных механических характеристик с заданной вероятностью. Кроме того, надежная статистическая оценка значений ОМС позволяет получить их минимальные гарантированные значения для принятых технологий производства.

В работе [2] было показано, что рассеяние статических характеристик оказывает существенное влияние на рассеяние параметров циклического деформирования. Рассеяние значений ОМС определяется как неоднородностью макро- и микроструктуры материала, так и отклонениями, имеющимися при изготовлении образцов и при их испытаниях. При этом для материала различных плавок колебания факторов, определяющих структуру материала для установившихся заводских технологий, обычно носят случайный характер [3].

Исследования ОМС в статистическом аспекте выполнены достаточно большим количеством авторов, но большинство из них исследовало конструкционные материалы для энергомашиностроения. Для конструкционных материалов, применяющихся в аваиадвигателестроении, таких работ немного — это [4, 5, 6].

Все вышеизложенное относится к исходным OMC, т.е. механическим свойствам материалов в состоянии поставки.

В процессе длительной эксплуатации авиационных двигателей под действием деформационного и температурного старения исходные ОМС материалов имеют тенденцию к изменению, что необходимо учитывать для успешного решения проблемы прогнозирования долговечности и ресурса элементов конструкций авиационных ГТД. Работ, в которых оценивалось влияние эксплуатационной наработки на механические свойства материалов для деталей турбин авиационных ГТД, совсем немного – это [7,8,9]. Поэтому статистический анализ ОМС в исходном состоянии и после длительной эксплуатации является актуальным для авиадвигателестроения.

© Н. П. Великанова, П.Г. Великанов, А.С. Киселев, 2012

Цель и задачи исследования

Целью работы является статистический анализ влияния длительной эксплуатации на механические свойства жаропрочных сплавов на никелевой основе для рабочих лопаток и дисков турбин авиационных ГТД.

Для этого необходимо выполнить статистическую обработку данных о механических свойствах материалов для деталей турбин, установить законы и числовые характеристики распределений и выявить тенденции изменения ОМС в процессе наработки.

Объекты и методы исследования

Объектами исследования в данной работе являются механические свойства рабочих лопаток и дисков турбин авиационных ГТД семейства НК-8 для гражданской авиации. Материал рабочих лопаток — литейный жаропрочный сплав на никелевой основе ЖСбУ-ВИ равноосной кристаллизации; материал дисков — деформируемый жаропрочный сплав на никелевой основе ЭИ698-ВД.

Для оценки влияния эксплуатационной наработки на механические свойства рассматриваемых деталей турбин были проведены испытания образцов, вырезанных из рабочих лопаток турбин двигателей до 9500 часов и дисков турбин двигателей с наработкой до 18137 часов.

Испытания механических свойств материалов деталей турбин проводились в соответствии с ГОСТ 1497-84 «Металлы. Методы испытания на растяжение» при температуре +20 °C. Образцы из рабочих лопаток вырезались из «холодной» зоны (корневое сечение пера, исходное состояние) и из «горячей» зоны (среднее сечение пера, данные после наработки). При этом использовались образцы с диаметром рабочей части 3 мм с неоформленным захватом (головкой) диаметром 5 мм, вырезанных в зоне наибольшей толщины профиля пера. Образцы из дисков вырезались из припуска (исходное состояние), из ободной, ступичной частей и полотна дисков после наработки. Образцы из дисков были стандартными – цилиндрическими с диаметром рабочей части 5 мм.

Результаты исследования

В результате проведенного исследования установлено, что изменение кратковременных механических свойств материалов рабочих лопаток и дисков турбин при нормальной температуре имеет общую тенденцию: прочностные характеристики (предел прочности, предел текучести) для рассматриваемых сплавов изменяются незначительно, относительно исходного состояния наблюдается даже их некоторое повышение в интервале рассмотренных значений наработки; характеристики пластичности (относительное удлинение, относительное сужение) для сплавов ЖС6У-ВИ и ЭИ698ВД снижаются, для сплава ЭИ698-ВД в отдельных случаях ниже норм ТУ на новый материал.

На рисунках 1 и 2 приведено изменение механических свойств — предела прочности и относительного сужения для материала дисков турбин — сплава ЭИ698-ВД. На этих рисунках приняты следующие обозначения: х — исходное состояние материала, о — состояние материала после наработки в эксплуатации.



Рис. 1. Изменение предела прочности сплава ЭИ698-ВД в зависимости от наработки





На рисунках 3 и 4 приведено изменение механических свойств — предела прочности и относительного сужения для материала рабочих лопаток турбин — сплава ЖСбУ-ВИ. На этих рисунках приняты следующие обозначения: х исходное состояние материала, о — состояние материала после наработки в эксплуатации.



Рис. 3. Изменение предела прочности сплава ЖС6У-ВИ в зависимости от наработки
Снижение характеристик пластичности жаропрочных никелевых сплавов для деталей турбины в эксплуатации обусловлено процессами температурного и деформационного старения.



Рис. 4. Изменение относительного сужения сплава ЖСбУ-ВИ в зависимости от наработки

В результате статистического анализа механических свойств материалов деталей турбин было установлено, что эмпирические распределения данных о механических свойствах сплавов, как в исходном состоянии, так и после наработки в эксплуатации не противоречит нормальному закону распределений. При этом характеристики рассеяния механических свойств не зависят от наработки, а средние значения характеристик пластичности имеют тенденцию к снижению с увеличением наработки. В процессе статистического анализа для проверки статистических гипотез использовались как графический метод, так и критерии Шапиро-Уилка, Бартлета и Фишера.

Для количественной оценки снижения пластичности материалов рассматриваемых деталей турбин, определяемого по параметру относительного сужения, построена регрессионная зависимость с использованием метода наименьших квадратов:

$$\overline{\psi}_{\tau} = \overline{\psi}_0 \cdot \tau_2^{-\beta}, \qquad (1)$$

где $\overline{\psi}_{\tau}$ - среднее значение относительного сужения материала детали в исходном состоя-

нии; τ_3 - наработка в эксплуатации.

Показатель степени β для материала лопаток и дисков находится в пределах от 0,006 до 0,0207.

Заключение

Результаты исследования имеют важное значение для прогнозирования ресурса авиационных ГТД и для оценки индивидуального ресурса.

Литература

1. Махутов Н.А. Статистические закономерности малоциклового разрушения [Текст] / Махутов Н.А., Зацаринный В.В., Базарас Ж.Л. и др. – М.: Наука, 1989. – 252 с.

2. Махутов Н.А. Механика малоциклового разрушения [Текст] / Махутов Н.А., Романов А.Н. – М.: Наука, 1986. – 264 с.

3. Меандров Л.В. Статистический контроль металлопроката по механическим свойствам [Текст] / Меандров Л.В., Семенов Ю.Н., Перепелкин В.П. // Заводская лаборатория, 1977. - №10. – С. 86-89.

4. Дарчинов Э.Н. Статистический анализ и нормирование механических свойств материалов и деталей авиадвигателей [Текст] / Э.Н. Дарчинов // Авиационная промышленность. - 1978. - №5. – С. 20-23.

5. Дарчинов Э.Н. Применение статистических алгоритмов оптимизации механических свойств деталей в серийном производстве [Текст] / Э.Н. Дарчинов // Авиационная промышленность. - 1976.- №7. – С. 98-102.

6. Вероятностные характеристики авиационных материалов и размеров сортамента [Текст]: справ. / под ред. Охапкина О.С. – М.: Машиностроение, 1970. – 568 с.

7. Великанова Н.П. Влияние длительной эксплуатационной наработки на характеристики долговечности жаропрочных сплавов для деталей турбин [Текст] / Великанова Н.П., Протасова Н.А. // Изв. вузов. Авиационная техника. - 2008.- №3. — С. 41-45.

8. Королев А.Н. Влияние эксплуатационных факторов на долговечность дисков турбин авиационных ГТД [Текст] / Королев А.Н., Великанова Н.П., Закиев Ф.К. // Авиационно-космическая техника и технология. - 2001. - Вып. 23. - С. 116-118.

9. Velikanova, N.P. Engine Running Time Effect on Turbine Disk Strength [Text] / N.P. Velikanova / / Proc. Intern. Conf. «ICAE-90». Moscow-Zagorsk: CIAM. -1990.- P. 90-97.

Поступила в редакцию 01.06.2012

Н.П. Веліканова, П.Г. Веліканов, О.С. Кисельов. Вплив експлуатаційного напрацювання на короткочасні механічні властивості жароміцних сплавів на нікелевій основі для деталей турбін

Виконано статистичний аналіз короткочасних основних механічних властивостей (ОМС) жароміцних сплавів ливарного ЖС6У-В рівновісної кристалізації для лопаток турбін і деформуємого ЕЛ698-ВД для дисків турбін авіаційних ГТД великого ресурсу для цивільної авіації. Досліджено вибірки ОМС в початковому стані і після напрацювання до 10500 годин для робочих лопаток і до 18000 годин для дисків турбін. Для перевірки відповідності емпіричних функцій розподілу ОМС теоретичним законам використовувалися графічний аналіз та критерії для перевірки статистичних гіпотез.

Ключові слова: конструкційні матеріали, механічні властивості, закон розподілу, числові параметри розподілів, робочі лопатки і диски турбін, експлуатаційне напрацювання.

N.P. Velikanova, P.G. Velikanov, A.S. Kiselev. Influence of operational hours on mechanical properties of heat-resistant short nickel-based alloys for turbine parts

Shows the design of the burner ring combustor gas turbine ground pumping unit to adjust the parameters of the characteristics of the temperature field without partial disassembly and removal of the combustion chamber burners for fine-tuning on the test bench. The proposed construction of single-burner to reduce the circumferential non-uniformity of the temperature field of an annular combustion chamber of terrestrial gas turbine and to regulate the temperature field with throttling washers without disassembly with less to carry out works.

Key words: construction materials, mechanical properties, the distribution, the numerical parameters of the distributions, rotor blades and turbine disks, operating working hours.

УДК 539.43; 620.178.3

Л.Б. Гецов¹, А.С. Семенов², А.И. Рыбников¹, Е.А. Тихомирова¹

¹ ОАО «НПО ЦКТИ», Россия

²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия

КРИТЕРИИ РАЗРУШЕНИЯ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ СПЛАВОВ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Оценка термоусталостной прочности монокристаллических лопаток газовых турбин является актуальной задачей, не получившей окончательного решения и требующей проведения экспериментальных исследований и разработки критериев разрушения. В работе представлены результаты испытаний для двух монокристаллических сплавов на основе никеля с различной ориентацией кристаллографических осей (<001>, <011>, <111>) при различных температурах и длительностях цикла. Эксперименты проводились на плоских корсетных образцах. Полученные данные позволили определить зависимость мод разрушения (кристаллографической и некристаллографической) от режимов испытаний. Приведены критерии разрушения монокристаллов при статическом и термоциклическом нагружении. Для определения напряженно-деформированного состояния монокристаллических образцов были выполнены конечно-элементные расчеты с использованием «физических» моделей пластичности и ползучести, учитывающих, что неупругое деформирование монокристалла происходит по системам скольжения и определяется кристаллографической ориентацией. Предложенный деформационный критерий термоусталостной прочности позволил количественно и качественно предсказать процесс разрушения монокристаллов.

Ключевые слова: термоусталостная прочность, монокристалл, лопатки газовых турбин, статическая прочность.

Введение

Широкое использование для изготовления лопаток газотурбинных двигателей монокристаллических сплавов и возможности, в связи с этим, значительного повышения температуры газа перед турбиной ставит ряд задач, решение которых должно позволить повысить надежность соответствующих расчетов прочности. В настоящем сообщении рассматриваются как результаты экспериментальных исследований монокристаллических сплавов на никелевой основе, так и подходы к расчетам напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности деталей из них изготовленных.

1. Материалы, методики исследования

Экспериментальные исследования выполнялись на двух монокристаллических сплавах марок ЖС32 и ЖС36 с различным легированием и, главное различным содержанием углерода и были нацелены на расширение сведений, приведенных в [1, 2]. Проводились испытания механических свойств, сопротивления ползучести и сопротивления термической усталости при разных температурах. Испытания на ползучесть проводились на установке ATS (США) с определением кинетики накопления неупругих деформаций как на первой стадии, так и стадии установившейся ползучести. Методика проведения испытаний на термическую усталость описана в частности в [3]. Для испытаний используются жестко защемленные образцы с одной полированной поверхностью, изображенные на рис. 1. Испытания проводятся в вакууме, что позволяет в процессе испытаний наблюдать образование полос скольжения, зародившиеся трещины и определять скорость их роста на полированной поверхности с увеличением ×250.



Рис. 1. Образец для испытаний на термоусталость (сверху) и типичный график изменения температуры в средней части образца (снизу).

© Л.Б. Гецов, А.С. Семенов, А.И. Рыбников, Е.А. Тихомирова, 2012

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012

- 255 -

Испытания проводились по режимам, отличающимся максимальной ($T_{max} = 900 - 1100$ °C) и минимальной ($T_{muH} = 200 - 700$ °C) температурами цикла. Для части образцов при T_{max} осуществлялись выдержки в течение 2 и 5 минут. Некоторые образцы имели концентраторы в виде центрального отверстия диаметром 0,5 мм. Испытуемые образцы имели различную кристаллографической ориентации – определения кристаллографической ориентации – определения трех углов Эйлера (см. рис. 2) φ , θ , ψ для каждого образца снималась лауэграмма и проводилось расчетное определение углов φ , θ , ψ и коэффициента Шмида по следующей методике:

 На основе результатов рентгеновской дифрактометрии (по лауэграмме) определяются три

угла $\alpha_N, \alpha_H, \alpha_{\omega}$, характеризующих отклонение осей лабораторной системы координат (N, H, ω), связанной с образцом, от осей кристаллографической системы координат <100>.

2) На основе углов $\alpha_N, \alpha_H, \alpha_{\omega}$ определяются три угла Эйлера ϕ, θ, ψ по формулам:

$$\begin{cases} \varphi = \frac{1}{2} \left(\pm \arccos \frac{\cos \alpha_{\omega} + \cos \alpha_{H}}{1 + \cos \alpha_{N}} \pm \frac{1 + \cos \alpha_{N}}{1 + \cos \alpha_{N}} \pm \frac{1}{2} \exp \left(\frac{\cos \alpha_{\omega} - \cos \alpha_{H}}{1 - \cos \alpha_{N}} \right) \right) \\ \varphi = \pm \alpha_{N} \\ \psi = \frac{1}{2} \left(\pm \arccos \frac{\cos \alpha_{\omega} + \cos \alpha_{H}}{1 + \cos \alpha_{N}} \mp \right) \end{cases}$$
(1)
$$= \frac{1}{2} \exp \left(\frac{\cos \alpha_{\omega} - \cos \alpha_{H}}{1 - \cos \alpha_{N}} \right)$$

3) На основе углов Эйлера ϕ , θ , ψ определяется матрица поворота базиса A_{ij} из лабораторной в кристаллографическую систему координат по формуле:



4) На основе матрицы A_{ij} определяются коэффициенты Шмида λ в предположении действия нагрузки вдоль оси 1 лабораторной системы координат по формуле:

$$\lambda = \frac{A_{i1}n_i}{\sqrt{n_k n_k}} \frac{A_{j1}l_j}{\sqrt{l_m l_m}},\tag{2}$$

где n_i - координаты нормали к плоскости скольжения (hkl), заданные в кристаллографическом базисе (n₁ = h, n₂ = k, n₃ = l), l_i - координаты вектора направления скольжения [hkl], заданные в кристаллографическом базисе ($l_1 = h$, $l_2 = k$, $l_3 = l$). При вычислении λ выше предполагается выполненным правило суммирования по повторяющимся индексам.

5) На основе матрицы поворота базиса A_{ij} также определяются наклоны линий скольжения, образуемые плоскостями скольжения с нормалью n_i на поверхностях образца ОХҮ и ОХZ, по формулам:

$$\cos \xi_{OXY} = \frac{A_{i2}n_i}{\sqrt{n_k n_k - (A_{j3}n_j)^2}}$$
$$\cos \xi_{OXZ} = \frac{-A_{i3}n_i}{\sqrt{n_k n_k - (A_{i2}n_j)^2}} .$$
 (3)



Рис. 2. Схема углов Эйлера

Исходя из значений коэффициента Шмида рассчитывались возможные направления (углы) полос скольжения на образцах для их сравнения с фактическими углами разрушения образцов. Местоположение очагов разрушения определялось по результатам фрактографических исследований с использованием микроскопа TESCAN.

2. Результаты экспериментальных исследований

Проведенные испытания механических свойств показали, что высокой пластичностью монокристаллические сплавы обладают не при всех температурах (см., например, табл.1). Видно, что в безуглеродистом сплаве ЖС36 (в отличие от углеродистого сплава ЖС32) при 500 °C наблюдается провал пластичности.

На рис. 3 приведены кривые кратковременной ползучести сплава ЖС32. Видно, что кривые, полученные при напряжении 550 МПа при 850 °С для разных образцов заметно отличаются. Результаты испытаний на ползучесть сплава ЖС36 приведены в [4].

Таблица 1

Механические свойства монокристаллических сплавов с ориентацией [001] при 500 ч

Сплав		σ _т , МПа	$\sigma_{\!B},M\Pi a$	δ, %	Ψ, %
ЖС36		964 967	982 1000	1,3 2,3	5,0 6,9
WC22	Режим т/о 1	850	880	19,5	35,5
жсэ <u>г</u>	Режим т/о 2	810	1110	13,0	11,7



лическом нагружении зависят от кристаллографической ориентации монокристаллического сплава и режима термоциклирования. К сожалению, опыты, проведенные со сплавом ЖС36 с ориентациями [001], [011] и [111], были немногочисленны, и полученные зависимости отражают лишь тенденцию. В то же время от моды разрушения (1 -кристаллографической и 2 некристаллографической) зависит выбор формулировки деформационного критерия разрушения [5]. В настоящей работе были получены зависимости мод разрушения сплава ЖС32 с ориентациями, близкими к [001], от параметров цикла термоциклического нагружения (см. рис. 4). Установлено, что при этом следует различать моды зарождения, моды замедленного развития и моды ускоренного распространения трешин.

Испытаниями сплава ЖС36 было установ-

лено, что условия разрушения при термоцик-



Рис. 4. Механизм разрушения образцов из сплава ЖС32 при термоциклическом нагружении.

У обоих сплавов в процессе испытаний наблюдалось накопление необратимых деформаций (ретчетинг) (см. рис. 5), которые могут вносить заметный вклад в накопление повреждений при термоциклическом нагружении. Из рис. 5 видно, что максимальная величина ретчетинга заметно отличается для разных образцов и мало отличается для обоих сплавов.



Время, сек

10000

0,0

0

20000

30000



Рис. 5. Диаграмма накопления необратимых деформаций в образцах из сплавов ЖС32 и ЖС36 при термоциклическом нагружении

3. Критерии разрушения при статическом нагружении

Монокристаллические жаропрочные сплавы, как правило, являются пластичными материалами и возможность хрупких разрушений при статическом нагружении лопаток газовых турбин, из них изготовленных, вызывает сомнение. Тем не менее, этот вопрос требует специального рассмотрения. Такую возможность рассмотрим, исходя из двух критериев разрушения - силового и деформационного.

Влияние напряженного состояния на деформационную способность для поликристаллических материалов обычно определяется по формулам Ханкука-Маккензи [6] или Махутова Н.А.:

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{np} 1.7 \exp(-1.5\sigma_{cp} / \sigma_i), \qquad (4)$$

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{np} K_e \sigma_i^2 / (3\sigma_1 \sigma_{cp}) , \qquad (5)$$

где ε_{np} - предельная деформация (деформационная способность), определяемая из опытов при кратковременном растяжении, K_e – характеристика состояния материала (при хрупком состоянии K_e =1, при вязком – K_e =1,2), σ_i – интенсивность тензора напряжений по Мизесу

$$\sigma_{i} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\left(\sigma_{x} - \sigma_{y} \right)^{2} + \left(\sigma_{y} - \sigma_{z} \right)^{2} + \left(\sigma_{z} - \sigma_{x} \right)^{2} \right]} + \frac{1}{3 \left(\tau_{xy}^{2} + \tau_{yz}^{2} + \tau_{zx}^{2} \right)}$$
(6)

В случае многоосного деформируемого состояния для изотропного материала эквивалентной мерой ε_i тензора деформации, энергетически сопряженной с σ_i , для которой необходимо выполнять сравнение с деформационной способностью ε^* , является:

$$\varepsilon_{i} = \sqrt{\frac{2}{9} \left[\left(\varepsilon_{x} - \varepsilon_{y} \right)^{2} + \left(\varepsilon_{y} - \varepsilon_{z} \right)^{2} + \left(\varepsilon_{z} - \varepsilon_{x} \right)^{2} \right]} + \frac{1}{3} \left(\gamma_{xy}^{2} + \gamma_{yz}^{2} + \gamma_{zx}^{2} \right)}$$
(7)

В случае монокристаллических материалов, обладающих ярко выраженной анизотропией механических свойств, деформационная способность ε^* также будет чувствительной к направлению в кристалле. Использование эквивалентных мер напряженного и деформированного состояния, удовлетворяющих преобразованиям группы симметрии для конкретного класса анизотропии может рассматриваться в качестве возможного подхода при обобщении (4) и (5) на случай монокристаллических материалов. Для ортотропного материала Хилл [13] предложил модификацию интенсивности напряжений по Мизесу (6) в виде квадратичной формы в пространстве напряжений, содержащей 5 дополнительных

стве напряжении, содержащей 5 дополнительных констант. Материалы с кубической симметрией могут рассматриваться частным случаем ортотропного материала, для них эквивалентное напряжение упрощается до выражения, содержащего 1 дополнительную константу, [14, 15]:

$$\frac{\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\left(\sigma_x - \sigma_y \right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z \right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x \right)^2 \right]}}{K^* \left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 \right)} .$$
(8)

Обобщением (7) на случай монокристаллов с кубической симметрией будет:

$$\frac{\varepsilon_{eq} = \sqrt{\frac{2}{9} \left[\left(\varepsilon_x - \varepsilon_y \right)^2 + \left(\varepsilon_y - \varepsilon_z \right)^2 + \left(\varepsilon_z - \varepsilon_x \right)^2 \right]}{+ \frac{1}{K^*} \left(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2 \right)}$$
(9)

Для определения константы K^* необходимо располагать информацией о деформационной способности ε^* для двух направлений в кристалле, например для $\varepsilon^*_{\langle 001 \rangle}$ и $\varepsilon^*_{\langle 011 \rangle}$:

$$K^* = \frac{9}{4\left(\frac{\varepsilon_{\langle 001\rangle}^*}{\varepsilon_{\langle 011\rangle}}\right)^2 - 1} . \tag{10}$$

С учетом введенных эквивалентных мер напряжений и деформаций возможным обобщением критериев (4) и (5) на случай анизотропных материалов могут рассматриваться уравнения

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{np_{[001]}} 1.7 \exp(-1.5\sigma_{cp} / \sigma_{eq}), \qquad (11)$$

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{np_{[001]}} K_e \sigma_{eq}^2 / (3\sigma_1 \sigma_{cp}) .$$
 (12)

- 258 -

В целях оценки возможности хрупкого разрушения первоначально рассмотрим влияние напряженного состояния на условия разрушения с позиций силового критерия. Рассмотрим общий напряженного случай состояния: $\sigma_2 = A_1 \sigma_1, \sigma_3 = A_2 \sigma_1$, где A_1 и A_2 могут меняться от - с до 1. В зависимости от соотношений между $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ существует область хрупких разрушений, зависящая от отношения $\sigma_{np} / \sigma_{0,2}$, в которой в качестве предельной характеристики прочности σ_{np} для местных напряжений целесообразно принимать сопротивление отрыву. Следует отметить, что для анизотропных материалов величины σ_{np} и $\sigma_{0,2}$ зависят от направления по отношению к осям кристалла. Для упрощения дальнейших рассуждений пренебрежем подобной зависимостью. Следует отметить, что с ростом температуры ориентационная зависимость ослабевает и при высоких температурах является незначительной.

Указанные выше соотношения можно также записать в несколько другом виде. Рассмотрим случай, когда $\sigma_1 / \sigma_{eq} > 1$. Примем аппроксимацию кривой растяжения в виде

$$\sigma_{eq} = \sigma_{0,2} + A \varepsilon_{eq}^{p^m}, \qquad (13)$$

а условие разрушения согласно первой теории прочности, как $\sigma_1 = \sigma_{np}$

Пусть
$$q = \sigma_1 / \sigma_{eq}$$
, тогда имеем

 $q\left(\sigma_{0,2} + A\varepsilon_{eq}^{p\ m}\right) = \sigma_{np}$, откуда пластическая деформация

$$\varepsilon_{eq}^{p} = \left[\left(\sigma_{np} / q - \sigma_{0,2} \right) / A \right]_{m}^{\frac{1}{m}}.$$
(14)

Пусть $k = \sigma_{np} / \sigma_{0,2}$, тогда

$$\varepsilon_{eq}^{p} = \left[\left(\sigma_{0,2} k / q - \sigma_{0,2} \right) / A \right]_{m}^{1} = \left[\sigma_{0,2} \left(k / q - 1 \right) / A \right]_{m}^{1},$$

где k/q > 1. При k/q = 1 имеем хрупкое разрушение.

В связи со сказанным при расчете НДС лопаток для условий их статического нагружения (ЦБС + изгиб) и условий образования в них трещин в рамках силового критерия разрушения необходимо:

1. Провести расчет стационарного температурного поля лопатки; 2. Выполнить конечно-элементный расчет упругих напряжений с определением $q = \sigma_1 / \sigma_{3KB}$ и k = $\sigma_{np} / \sigma_{0,2}$ материала при соответствующих температурах всех элементов охлаждаемой лопатки;

3. В рамках первой теории прочности принять $\sigma_{\rm np} = \sigma_{\rm or} \sim \sigma_{\rm B}/(1-\psi)$ и проверить отсутствие равенства q = k во всех точках. Для остальных случаев рассчитывается величина пластической деформации по формуле (13);

4. Оценка прочности по данным, рассчитанным по формуле (13), производится в рамках деформационного критерия сравнением с предельной пластичностью.

При расчете НДС для условий статического нагружения лопаток (ЦБС +изгиб) и условий образования в них трещин в рамках деформационного критерия разрушения необходимо:

1. Провести расчет стационарного температурного поля лопатки;

2. Выполнить конечно-элементный расчеты упруго- пластических напряжений и пластических деформаций (с использованием соответствующих диаграмм деформирования) с определением зон образования пластических деформаций и их максимальных величин е_{рітах} для всех элементов охлаждаемой лопатки.

3. Сравнить полученные величины е_{рітах} с предельными характеристиками при соответствующих температурах, определяемыми по формулам (6) с учетом их снижения под действием старения при эксплуатационных температурах и длительностях выдержек.

4. Выполнить конечно-элементный расчет процессов релаксации напряжений при начальных условиях, рассчитанных в рамках упругопластического расчета (см. п.2).

5. Рассчитать эквивалентные напряжения по формуле

$$\overline{\sigma}_{eq} = \left(\frac{1}{\tau} \int \sigma_{eq}^m d\tau \right)^{1/m}, \qquad (15)$$

где *m*-наклон кривой длительной прочности при соответствующей температуре, сравнить полученные величины с значениями пределов длительной прочности и определить запас прочности.

Если величина (σ₀ - σ_{ост})/Е меньше или примерно равна значению предельной пластичности в условиях ползучести при соответствующей температуре, определяемой по формулам

$$p^* = \varepsilon_{n[001]} 1.7 \exp(-1.5\sigma_{cp} / \overline{\sigma}_{eq}),$$
 (16)

$$p^* = \varepsilon_{n_{[001]}} K_e \overline{\sigma}_{eq}^2 / (3\sigma_1 \sigma_{cp}) .$$
⁽¹⁷⁾

то хрупкое разрушение в условиях релаксации напряжений возможно.

6. Принять предположение, что в зоне неупругих деформаций с течением времени образуются микротрещины. Определить размеры зоны неупругих деформаций (пластической и ползучести) и сравнить их с предельными величинами, отвечающими началу ускоренного роста трещин в рамках нелинейной механики разрушения.

В заключение этого раздела следует отметить значительные экспериментальные трудности экспериментальной проверки (11), (12), (16), (17).

4. Критерий разрушения при термоциклическом нагружении

Для прогнозирования термоциклического разрушения монокристаллических материалов целесообразно использовать деформационный критерий, предложенный в работе [5]. Критерием зарождения трещин являются условия достижения критической величины общего повреждения, описываемого следующим соотношением:

$$D_1(\Delta \varepsilon_{eq}^p) + D_2(\Delta \varepsilon_{eq}^c) + D_3(\varepsilon_{eq}^p) + D_4(\varepsilon_{eq}^c) = 1.$$
(18)

Критерий (18) основывается на линейном суммировании повреждений циклической пластической деформации

$$D_{1} = \frac{1}{C_{1}} \sum_{i=1}^{n} (\Delta \varepsilon_{eq_{i}}^{p})^{k} , \qquad (19)$$

циклической ползучести

$$D_{2} = \frac{1}{C_{2}} \sum_{i=1}^{n} (\Delta \varepsilon_{eq_{i}}^{c})^{m} , \qquad (20)$$

накопленной пластической деформации

$$D_3 = \frac{1}{\varepsilon_r^p} \max \varepsilon_{eq}^p \tag{21}$$

и накопленной деформации ползучести

$$D_4 = \frac{1}{\varepsilon_r^c} \max \varepsilon_{eq}^c \,. \tag{22}$$

Здесь C_1 , C_2 , k, m, ε_r^p , ε_r^c параметры материала, зависящие от температуры и кристаллографической ориентации. Обычно принимают соотно-

шения $k = 2, m = 5/4, C_1 = \left(\varepsilon_r^p\right)^k, C_2 = \left(\frac{3}{4}\varepsilon_r^c\right)^m$.

Различные нормы тензора деформаций рассматривались в качестве эквивалентной меры деформаций ε_{eq} в уравнении (11): максимальная сдвиговая деформация в системе скольжения с нормалью $\mathbf{n}_{\{11\}}$ к плоскости скольжения и на-

правлением скольжения l₍₀₁₁₎

$$\varepsilon_{eq} = \mathbf{n}_{\{111\}} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \mathbf{l}_{\langle 011 \rangle}, \qquad (23)$$

максимальная главная деформация (максимальное собственное значение тензора деформаций)

$$\varepsilon_{eq} = \varepsilon_1 = \max \arg\{\det(\varepsilon - \lambda \mathbf{1}) = 0\},$$
 (24)

интенсивность деформаций по Мизесу

$$\varepsilon_{eq} = \frac{\sqrt{\frac{2}{9} \left[\left(\varepsilon_x - \varepsilon_y \right)^2 + \left(\varepsilon_y - \varepsilon_z \right)^2 + \left(\varepsilon_z - \varepsilon_x \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2 \right) \right]}$$
(25)

и максимальной деформации сдвига

$$\varepsilon_{eq} = \frac{1}{2} [\varepsilon_1 - \varepsilon_3] = \frac{1}{2} [\max \arg \{\det(\varepsilon - \lambda \mathbf{1}) = 0\} - \min \arg \{\det(\varepsilon - \lambda \mathbf{1}) = 0\}] - \min \arg \{\det(\varepsilon - \lambda \mathbf{1}) = 0\}].$$
 (26)

Эквивалентная деформация (23) относится к кристаллографической моде разрушения, а эквивалентные деформации (24)-(25) относятся к некристаллографической моде.

5. Результаты конечно-элементных расчетов

При термоциклическом нагружении (неоднородное по пространству и нестационарное во времени поле температуры) плоских корсетных образцов из монокристаллического сплава при наличии центрального отверстия и при его отсутствии наблюдаются неоднородные поля напряжений и деформаций. Возможность произвольной ориентации анизотропного (кубическая группа симметрии) материала по отношению к геометрическим осям образца и ярко выраженное физически нелинейное поведение также осложняет возможность получения простых аналитических оценок НДС. Поэтому для определения НДС использовались КЭ решения в трехмерной постановке с применением неупругих моделей материала.

Расчеты проводились с использованием конечно-элементного программного комплекса РАNTOCRATOR, разработанного одним из авторов [7]. Использование в расчетах «физических» моделей материала позволяет учесть, что неупругие деформации происходят в соответствии с механизмом скольжения по активным системам скольжения и в значительной мере зависят от кристаллографической ориентации монокристалла по отношению к направлению внешнего воздействия. При проведении вычислительных экспериментов использовались упруго-пластические и вязкоупругопластические модели материала [8,9] с нелинейным кинематическим и изотропным упрочнением, а также с учетом автоупрочнения и перекрестного (латентного) упрочнения различных систем скольжения [10]. Было установлено, что применение вязкоупругих моделей приводит к нереально завышенным уровням напряжений.

К использованию феноменологических моделей пластичности и ползучести с учетом только анизотропии в критерии разрушения и в упругих свойствах следует относиться с осторожностью, поскольку в ряде случаев наблюдаются значительные отличия результатов в сравнении с прогнозами по «физическим» моделям.

Полученные результаты КЭ решения трехмерных нелинейных краевых задач с характерными неоднородными полями напряжений, деформаций и повреждений позволяют определить местоположения наиболее нагруженных точек образца, в которых возможность зарождения трещин наиболее вероятна. Типичное распределение поля повреждений, рассчитанное с использованием критерия (11) после первого термического цикла (20 °С \rightarrow T_{max} = 900 °С \rightarrow T_{min}=150 °C), представлено на рис. 6 для образца 5-1 из сплава ЖСЗ6 с ориентацией [001].

Результаты конечно-элементного моделирования показали, что кристаллографическая ориентация оказывает существенное влияние на напряженно-деформированное состояние образцов (см. рис. 7), что также подтверждается экспериментами [11]. Ширина петли гистерезиса и односторонне накопленные деформации также весьма чувствительны к изменению режима термоциклирования (см. рис. 8).

С использованием полученных экспериментальных данных по ползучести и кривым сопротивления упругопластическому деформированию на основе полученных в КЭ расчетах проводилась верификация деформационного критерия (11). Числа циклов до образования магистральной трещины, рассчитанные на основе критерия (11) с использованием эквивалентных деформаций (16)-(19) представлены в таблице 2. Наблюдается корреляция между рассчитанными и экспериментальными значениями (без соответствующей статистической обработки).



Рис. 6. Поле распределения повреждений после 1-го цикла для образца 5-1 с ориентацией (001)



Рис. 7. Влияние кристаллографической ориентации на кривые циклического деформирования. Результаты КЭ расчетов для термического цикла с T_{max} = 900 °C и T_{min} = 150 °C (центральная точка образца)



Рис. 8. Влияние температурных параметров цикла на кривые циклического деформирования. Результаты КЭ расчетов для образцов с ориентацией (001) (центральная точка образца)

Таблица 2

Сопоставление расчетов с использованием критерия (11) и результатов экспериментов для сплава ЖС36

Образец	Opuou	Т	Т	Число циклов до образования магистральной трещины								
	тация	^{max,} ⁰ C	^{min,} ⁰ C	s = s (16)	s - s (17)	$e = e_{1}(18)$	$s - \gamma$ (19)	Экспери-				
				$c_{eq} - c_{nl}$ (10)	$c_{eq} - c_1(17)$	$c_{eq} - c_1 (10)$	$c_{eq} = f_{max}(17)$	мент				
5-1	$\langle 001 \rangle$	900	150	291	238	163	237	435				
5-3	$\langle 001 \rangle$	1000	500	218	196	150	172	90				
1-2	$\langle 111 \rangle$	900	150	85	73	59	75	190				
2-1	$\langle 011 \rangle$	900	150	20	20	13	20	17				

Заключение

В развитие работ И.Л. Светлова, Е.Р. Голубовского, и других исследователей, проведен цикл работ по определению сопротивления термической усталости и кратковременной ползучести монокристаллического сплава ЖС32 с определением температурных режимов, вызывающих изменение характера (мод) разрушения.

Предлагается и обсуждается критерий разрушения для монокристаллических сплавов при статических и термоциклических нагрузках. Наблюдается удовлетворительная корреляция между деформационным критерием (11) и полученными экспериментальными результатами. Все рассмотренные варианты эквивалентных деформаций (16)-(19) дают практически одинаковые результаты. Использование в критерии разрушения интенсивностей деформации Мизеса (18), предлагает наиболее консервативную оценку.

На основе результатов конечно-элементного моделирования процессов деформирования и разрушения образцов из монокристаллического сплава при термоциклическом нагружении с использованием упругопластических и вязкопластических «физических» моделей материала определена история накопления повреждений и получены оценки числа циклов до возникновения макротрещины. Полученные результаты свидетельствуют о применимости предложенных деформационных критериев разрушения для монокристаллических сплавов ЖС32 и ЖС36 при температурах до 1100 °C.

Литература

1. Каблов Е.Н. Жаропрочность никелевых сплавов / Е.Н. Каблов, Е.Р. Голубовский. – М.: Машиностроение, 1998. - 463 с.

2 Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е. Шалин, И.Л Светлов, Е.Б. Качанов, В.Н. Толораия, О.С. Гаврилин.— М.: Машиностроение, 1997.- 333 с.

3. Гецов Л.Б., Добина Н.И., Рыбников А.И., Семенов А.С., Старосельский А.А., Туманов Н.В. Сопротивление термической усталости монокристаллического сплава. Проблемы прочности №5, 2008, С.54-71.

4. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. Т.1 и 2. Рыбинск. Изд. Дом. Газотурбинные технологии, 2010, 2011.

5. Гецов Л.Б., Семенов А.С. Критерии разрушения поликристаллических и монокристаллических материалов при термоциклическом нагружении. Труды ЦКТИ, вып. 296, 2009, С. 83 - 91.

6. Гецов Л.Б., Марголин Б.З., Федорченко Д.Г. Вопросы определения запасов прочности элементов машиностроительных конструкций при расчетах методом конечных элементов. Труды НПО ЦКТИ, выпуск 296, Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования. Санкт — Петербург, 2009, С. 51 - 66.

7. Семенов А.С. PANTOCRATOR – конечноэлементный программный комплекс, ориентированный на решение нелинейных задач механики // Труды V Международной конференции «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения», - СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003, С. 466 - 480.

8. Cailletaud G.A Micromechanical Approach to Inelastic Behaviour of Metals. Int. J. Plast., 8 (1991), pp 55 - 73.

9. Besson J., Cailletaud G., Chaboche J. -L., Forest S. Non-linear mechanics of materials. Springer, (2010).

10. Kocks U.F., Brown T.J. Latent hardening in aluminium. Acta Metall. 14 (1966), pp. 87 – 98.

11. Getsov L, Semenov A., Staroselsky A. A failure criterion for single crystal superalloys during thermocyclic loading. Materials and Technology. 42 (2008), pp. 3 - 12.

Поступила в редакцию 25.05.2012

L.B. Getsov, A.S. Semenov, A.I. Rybnikov, E.A. Tikhomirova. Failure criteria for single crystal alloys of gas turbine blades under static and thermocyclic loading

The problem of thermo-mechanical fatigue (TMF) of single crystal turbine blades has not been fully investigated neither theoretically nor experimentally. In the present work TMF tests were performed for two single crystal nickel-based alloys with various crystallographic orientations $(\langle 001 \rangle, \langle 011 \rangle, \langle 111 \rangle)$ under different temperatures and cycle durations. The dependence of the failure modes (crystallographic or non-crystallographic) on loading regimes was analyzed. The non-linear viscoelastic, elastoplastic and viscoelastoplastic material models with non-linear kinematic hardening were used to predict the cyclic stress-strain state, ratcheting and creep of the samples. The deformation criterion of damage accumulation was introduced for the lifetime prediction. The stress analysis of single crystal samples with concentrators (in the form of circular holes) and without them was carried out with use of «physical» models of plasticity and creep. These material models take into account that the inelastic deformation occurs by a slip mechanism and is determined by the crystallographic orientation. The proposed failure model with using deformation criterion allows qualitatively and quantitatively to predict the TMF fracture process of single crystals. It is describethe criteria for failure under static loading.

Key words: thermo-mechanical fatigue, single crystal, gas turbine blade, static strength.

УДК 669.14.018.44

Е.Р. Голубовский, А.Г. Демидов ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Россия

ДЛИТЕЛЬНАЯ ПРОЧНОСТЬ И КРИТЕРИЙ ЭКВИВАЛЕНТНОСТИ НАПРЯЖЕННЫХ СОСТОЯНИЙ СПЛАВА ЭИ698ВД ДЛЯ ДИСКОВ ГТД

Представлены результаты испытаний на длительную прочность тонкостенных трубчатых образцов (тип 2) из сплава ЭИ698ВД при температурах 650 и 750 °C в условиях различных напряженных состояний. Эти данные использованы для определения эмпирического критерия эквивалентности напряженных состояний. Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что наиболее адекватно длительную прочность при сложном напряженном состоянии при температуре 650 °C описывает обобщенный критерий, сформулированный авторами ранее; а при температуре 750 °C - критерий Мизеса - Генки. Показано, что длительная прочность зависит от параметров масштабного фактора. Для оценки этой зависимости использованы также экспериментальные данные, полученные ранее на трубчатых образцах (тип 1) с другим соотношением толщины стенки и среднего диаметра. Показано, что с увеличением параметра масштабного фактора пределы длительной прочности при кручении увеличиваются на 3 - 15%.

Ключевые слова: трубчатые образцы, длительная прочность, критерий эквивалентности напряженных состояний, масштабный фактор.

Введение

При расчетах напряженно-деформированного состояния основных деталей АГТД используются критерии эквивалентности напряженных состояний. В качестве таких критериев используются либо известные теории прочности, либо однопараметрические критерии, либо эмпирические двухпараметрические критерии [1]. В современных программных комплексах (типа ANSYS, NASTRAN и др.) применяется, как правило, однопараметрический критерий Мизеса-Генки:

$$\sigma_{\rm 3KB} = \sigma_{\rm e} = \sigma_{\rm i}, \qquad (1)$$

где σ_i –интенсивность напряжений.

В работах [2-4] показано, что более точные оценки эквивалентных напряжений длительной прочности при сложном напряженном состоянии для деформируемых никелевых сплавов, применяемых для таких ответственных деталей АГТД как диски турбины и компрессора, позволяет получить обобщенный критерий эквивалентности напряженных состояний:

$$\sigma_{\scriptscriptstyle 3KB}^{\tau} = \lambda \sigma_{i}^{\tau} + 3(1-\lambda)\sigma_{0}^{\tau}, \qquad (2)$$

где σ_i^{τ} и σ_0^{τ} - интенсивность напряжений и среднее напряжение соответственно при долговечности τ ;

$$\lambda$$
 - параметр материала $\left(\frac{2}{3} < \lambda < 2\right)$.

© Е.Р. Голубовский, А.Г. Демидов, 2012

В настоящей работе были поставлены следующие задачи:

- экспериментально исследовать длительную прочность при сложном напряженном состоянии сплава ЭИ698ВД, широко применяемого для дисков и валов компрессора и турбины различных АГТД и ГТУ при температурах 650 и 750 °C;

- по результатам эксперимента определить значение параметра λ обобщенного критерия (2) и получить численные модели длительной прочности при сложном напряженном состоянии для температур 650 и 750 °C (т.е. зависимость времени до разрушения от эквивалентного напряжения) для определения значений характеристик длительной прочности в условиях кручения и кручения с растяжением.

- оценить возможное влияние масштабного фактора на параметр λ и, как следствие, влияние на уровень характеристик длительной прочности при кручении.

1. Экспериментальная часть

Трубчатые образцы (тип 2) для испытаний на длительную прочность при сложном напряженном состоянии имели следующие размеры рабочей части — наружный и внутренний диаметры соответственно $D_{\text{нар}} = 18 \text{ мм}$, $D_{\text{внутр}} = 17 \text{ мм}$ и расчетная длина L = 100 мм. Для оценки влияния масштабного фактора использованы результаты испытаний трубчатых образцов (тип 1), испытанных ранее [2,3]; образцы (тип 1) имели

- 264 -

рабочую часть с размерами - $D_{\text{нар}} = 8$ мм, $D_{\text{внутр}} = 6$ мм, расчетная длина L = 25 мм.

В качестве заготовок для образцов тип 2 был использован металл серийных штамповок дисков из деформируемого никелевого сплава ЭИ698ВД, термообработанных по стандартному режиму [5]. Аналогичные штамповки были использованы ранее для изготовления трубчатых образцов (тип 1). Для оценки и идентификации этого металла (для корректного сравнения с результатами испытаний образцов тип 1) были проведены испытания стандартных сплошных образцов (d = 5 мм и L = 5d = 25 мм) на длительную прочность в условиях одноосного растяжения при температуре 650 °С (рис. 1) и проведено сопоставление этих результатов испытаний со справочными кривыми длительной прочности сплава ЭИ698ВД [3,5]. Испытания стандартных образцов были проведены на испытательных машинах АИМА-5. Результаты испытаний стандартных образцов и сопоставление со справочными кривыми длительной прочности представлены на рис. 1. Как следует из этого рисунка, металл штамповок полностью соответствует справочным кривым длительной прочности.





Испытания трубчатых образцов (тип 2) при температурах 650 и 750 °С на длительную прочность в условиях растяжения, кручения и кручения с растяжением были проведены на машине УИМТ-1500. Методика испытаний и обработки полученных экспериментальных данных подробно описана в [4].

2. Полученные результаты и их обсуждение

Результаты испытаний трубчатых образцов (тип 2) и результаты их предварительной обработки приведены в табл. 1, 2. Экспериментальные данные, представленные в этих таблицах были обработаны по степенной модели длительной прочности:

$$\tau_{\rm p} = A \sigma_{\rm 3KB}^{-n}$$

После логарифмирования она принимает вид:

$$\log \tau_{\rm p} = \log A - n \log \sigma_{\rm 3KB} \tag{3}$$

Таблица 1
Экспериментальные данные, полученные при
$T = 650 \ ^{\circ}C$, и результаты их обработки

]	Нап	π	σ _{экв.} ,				
σ_{xx}	$\boldsymbol{\tau}_{xy}$	σ_1	σ_3	$\sigma_{\rm i}$	σ_0	час	МПа *
667	0	667	0,0	667	222	46	667
637	0	638	0,0	638	213	307	638
618	0	618	0,0	618	206	95	618
618	0	618	0,0	618	206	189	618
618	0	618	0,0	618	206	152	618
657	0	657	0,0	657	219	279	657
657	0	657	0,0	657	219	43	657
618	0	618	0,0	618	206	756	618
510	0	510	0,0	510	170	357	510
0,0	392	392	-392	680	0,0	51	654
0,0	357	357	-357	618	0,0	1194	595
0,0	435	435	-435	754	0,0	15,5	726
380	319	561	-181	670	127	369	659
380	319	561	-181	670	127	134	659
380	319	561	-181	670	127	60	659
510	163	557	-478	583	170	815	580
347	291	512	-165	612	116	1109	601
454	380	669	-216	800	151	0,1 **	786

* - расчет по критерию (2);

**- потеря устойчивости образца

На первом этапе в качестве эквивалентного напряжения в уравнении (3) был использован критерий эквивалентности Мизеса-Генки (1).

Раздельно были обработаны следующие выборки результатов испытаний на растяжение: выборка 1 и выборка 2 для температур 650 и 750 °C соответственно.

Далее раздельно были обработаны выборки 3 и 4 для температур 650 и 750 °С соответственно только результаты испытаний образцов при кручении и кручении с растяжением. Полученные численные значения коэффициентов уравнения регрессии (3) для температур 650 и 750 °С представлены в табл. 3. Экспериментальные данные, полученные при T = 750 °C, и результаты их обработки

Напр	τ.	$\sigma_{_{3KB.}},$						
σ _{xx}	τ_{xy}	σ_1	σ_3	$\sigma_{\rm i}$	σ_0	час	по σ _і МПа	
422	0,00	422	0,00	422	141	31	422	
422	0,00	422	0,00	422	141	22	422	
314	0,00	314	0,00	314	105	227	314	
245	0,00	245	0,00	245	82	525	245	
245	0,00	245	0,00	245	82	426	245	
314	0,00	314	0,00	314	105	235	314	
196	0,00	196	0,00	196	65	571	196	
147	113	208	-61	245	49	956	245	
167	140	246	-79	294	56	552	294	
213	179	315	-102	376	71	120	376	
213	179	315	-102	376	71	120	376	
287	240	423	-137	506	96	12,5	506	
287	240	423	-137	506	96	48	506	
167	140	246	-79	294	56	264	294	
188	144	267	-78	313	63	303	313	
179	150	264	-85	316	60	360	316	
147	113	208	-61	245	49	720	245	
0,00	135	135	-135	235	0,0	763	235	
0,00	173	173	-173	300	0,0	120	300	
0,00	189	189	-189	328	0,0	248	328	
0,00	142	142	-142	245	0,0	432	245	
0,00	222	222	-222	385	0,0	153	385	
618	0,00	618	0,00	618	206	2,8	618	
471	0,00	471	0,00	471	157	31,5	471	
392	0,00	392	0,00	392	131	67,5	392	
343	0,00	343	0,00	343	114	426	343	
341	0.00	341	0.00	341	114	371	341	

Таблица 3

Значения коэффициентов уравнения (3) для эквивалентных напряжений $\sigma_{3KB} = \sigma_i$ (трубчатые образны — тип 2)

(1990 14	The copu	эцы		-
Напряженное состояния	№ выборки	T,⁰C	log A	n
растяжение	1	650	142,3	50,0
растяжение	2	750	17,0	5,88
Сложное	3	650	92,45	32,26
напряженное состояние	4	750	15,22	5,14

Таблица 2 Кривые длительнанные, полученные при по уравнению (3) с з иментов приведены в

Кривые длительной прочности, построенные по уравнению (3) с этими значениями коэффициентов, приведены на рис. 2 а, б.



Рис. 2. Сплав ЭИ698ВД. Трубчатые образцы тип 2. Температуры 650 °С (а) и 750 °С (б) 1 – Кривая длительной прочности при растяжении; 2 – Кривая длительной прочности при кручении и кручении с растяжением

Кривые длительной прочности свидетельствуют о том, что при температуре 650 °С (рис. 2 а) критерий Мизеса-Генки неудовлетворительно описывает экспериментальные данные при кручении и кручении с растяжением, т.е кривые 1 и 2 значительно различаются. В то же время, при температуре 750 °С (рис. 2 б) в области эксперимента, наблюдается удовлетворительное соответствие расчетных кривых длительной прочности при растяжении и сложном напряженном состоянии, т.е. кривые 1 и 2 различаются незначительно. На основании этого результата было принято решение о применении для расчета эквивалентных напряжений при температуре 750 °С критерия (1), а при температуре 650 °С - критерия (2). Для этого необходимо определить значения параметра λ из критерия (2) по результатам испытаний трубчатых образцов (тип 2) при растяжении и иных напряженных состояниях. С этой целью, для долговечности каждого образца, испытанного при кручении и кручении с растяжением, по кривой длительной прочности при растяжении трубчатых образцов (рис. 2) были определены значения величины ор (ор - предел длительной прочности трубчатых образцов при растяжении, соответствующий времени до разрушения образца, испытанного при сложном напряженном состоянии).

С использованием этих значений ор были определены значения параметра λ из критерия (1) для каждого образца из сплава ЭИ698ВД по методике, изложенной в работе [4]. Результирующее значение λ определяется как среднее арифметическое всех значений, полученных для каждого образца. После выполнения этих процедур, для образцов (тип 2) параметр λ из критерия (2) для сплава ЭИ698ВД имеет среднее значение:

$$\lambda = 0,963 \tag{4}$$

По формуле (2) с λ (4) были рассчитаны эквивалентные напряжения $\sigma_{_{3KB}}$ для каждого образца (тип 2), испытанного при температуре 650 °С – эти значения приведены в табл. 1. Аналогичные процедуры были выполнены для результатов испытаний, полученных при температуре 750 °С, но с использованием в качестве критерия эквивалентности - критерия Мизеса-Генки (1) (см. табл. 2).

Полученные величины σ_{3KB} и соответствующие им экспериментальные данные τ_p (табл.1 и 2) были использованы для определения численных значений коэффициентов уравнения (3) и последующего построения кривых длительной прочности в соответствующих эквивалентных напряжениях. Значения коэффициентов приведены в табл. 4, а кривые длительной прочности – на рис. 3.

Таблица 4

Значения коэффициентов уравнения (3) в эквивалентных напряжениях для температур 650 и 750 °C

(Трубчатые образцы – тип 2 и тип 1)

T, ℃	Критерий эквивалентности	log A	n
	(Все трубч. образцы–тип 2) Критерий (2) - λ=0.963	93,67	32,57
650	(Трубч. образцы–тип1) Критерий (2)- λ=0,861 [2]	38,41	12,87
750	(Все трубч. образцы–тип 2) Критерий Мизеса-Генки σ _е =σ _i	16,61	5,71

В табл. 4 приведены также значения коэффициентов уравнения (3) для образцов тип 1, полученные по результатам испытаний, проведенных ранее [2]. Эти два типоразмера образцов (тип 2 и тип 1) можно охарактеризовать параметром масштабного фактора, отнесенного к единице длины рабочей части образца. В качестве такого масштабного фактора можно использовать отношение толщины стенки трубчатого образца к среднему диаметру:

$$\Delta = (D_{\text{hap}} - D_{\text{BHyp}}) / (D_{\text{hap}} + D_{\text{BHyp}})$$

Значения масштабного фактора D приведены в табл. 5.

Таблица 5
Значения параметров масштабного фактора Δ
для трубчатых образцов тип 1 и тип 2

Тип образца	$\Delta = (D_{\rm H} - D_{\rm B})/(D_{\rm H} + D_{\rm B})$
Тип 1	0,143
Тип 2	0,029





Рис. 3. Сплав ЭИ698ВД. Трубчатые образцы тип 2. T = 650 °C (а) и 750 °C (б). Кривые длительной прочности в эквивалентных напряжениях σ_e (2) и $\sigma_e = \sigma_i$ (1) по результатам испытаний образцов при растяжении, кручении и кручении с растяжением

Как следует из сравнения коэффициентов уравнения (3), представленных в табл. 4, величины *log A* и *n* для образцов тип 1 имеют значениия в 2.5 раза ниже, чем для образцов тип 2. Сопоставляя значения величин, представленных в табл. 4 и 5, можно сделать вывод об общей тенденции – с уменьшением масштабного фактора снижаются значения коэффициентов уравнения (3). Кроме того, снижаются значения пределов длительной прочности в главных напряжениях (σ_1 и σ_3) для образцов тип 2 в сравнении с образцами тип 1, рассчитанные по уравнению (3) с использованием соответствующих параметров λ (табл. 4).

Для более детального изучения этого феномена, связанного в том числе и с возможностью значительно более окисленного слоя в более тонких образцах (тип 2), необходимо металлографичекое и микроструктурное исследование поперечного сечения образцов тип 1 и тип 2.

3. Заключение

На основании полученных экспериментальных данных показано, что длительную прочность сплава ЭИ698ВД в условиях сложного напряженного состоянии при T = 650 °C описывает критерий (2) с параметром λ =0.963, а при T = 750 °C – критерий (1).

Оценка влияния масштабного фактора Δ позволила установить при T = 650 °C, что с увеличением Δ снижается параметр λ в критерии (2) и при этом увеличиваются пределы длительной прочности в главных напряжениях.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 11-08-00008а)

Литература

1. Лебедев А.А. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии [Текст] / А.А. Лебедев, Б.И. Ковальчук, Ф.Ф. Гигиняк, В.П. Ламашевский // Киев, Изд. дом. «Ин Юре», 2003. - 540 с.

2. Голубовский Е.Р. Оценка длительной прочности при сложном напряженном состоянии никелевых сплавов с поликристаллической и монокристаллической структурами[Текст] / Голубовский Е.Р., Подъячев А.Н.// Проблемы прочности. – 1991. - №6. - С.17-22.

3. Каблов Е.Н. Жаропрочность никелевых сплавов [Текст]: моногр. / Е.Н. Каблов, Е.Р. Голубовский. – М.: Машиностроение, 1998. – 464 с.

4. Голубовский Е.Р. Оценка длительной прочности при сложном напряженном состоянии сплава ЭИ437 БУ-ВД для дисков ГТД [Текст] / Е.Р. Голубовский, А.Г. Демидов // Вестник двигателестроения. -2008. -№3. -С. 106-110.

5. Авиационные материалы [Текст]: справ. Т. 3.-Ч. 1. Деформируемые жаропрочные стали и сплавы. - М.: ОНТИ ВИАМ, 1989 г.

Поступила в редакцию 01.06.2012

E.R. Golubovskiy, A.G. Demidov. Stress rupture and criterion of equivalence stress states conditions of alloy \Im M698BJ for disks GTE

Results of tests for long durability of thin-walled tubular samples (type 2) from alloy $\Im II698BJ$, are submitted at temperatures 650 and 750° C in conditions of various conditions. These data are used for definition empirical criteria of equivalence of intense stress states conditions. Experimental data testify that is the most adequate long durability at a complex stress state at temperature 650 °C describes the generalized criterion formulated by authors earlier; and at temperature 750 °C - criterion Museca - Genkas. It is shown, that long durability depends on parameters of the scale factor. For an estimation of this dependence the experimental data are earlier are used also. It is shown, that with increase in parameter of the scale factor limits of long durability at torsion was increased.

Key words: tubular samples, long durability, criterion of equivalence of intense conditions, the scale factor.

УДК 536-539.4

А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, П.А. Ваганов

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова

ИССЛЕДОВАНИЕ УСКОРЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В МАТЕРИАЛАХ В ПОЛЕ ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСКОРЕНИЙ И СИЛ

Предложена усовершенствованная методика исследования температуропроводности и теплопроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил. Разработано устройство с 4 теплопроводниками для определения указанных характеристик на разгонном стенде с использованием вакуумной камеры в условиях центробежных ускорений и сил. Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников в поле действия центробежных ускорений и сил. Теплоизолированные теплопроводники были установлены на модельном диске. Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает при повышении частоты вращения, причем неодинаково в разных направлениях. При этом время передачи тепла по радиальному теплопроводнику существенно сокращается, т.е. наблюдается ускорение теплопередачи в поле действия центробежных ускорений и сил.

Ключевые слова: нагрев, ускорение теплопередачи, вращающийся диск, температуропроводность, температура, центробежные ускорения и силы.

Введение

Принято считать, что действие центробежных сил и ускорений не вызывают изменения коэффициентов теплопроводности материала. Однако эксперименты, проведенные авторами, показывают, что происходит значительное изменение температуропроводности металлов в поле действия центробежных ускорений и сил.

Лопатки турбин работают при экстремальных центробежных ускорениях свыше 10000 g и изменение температуропроводности материала в этих условиях можно ожидать существенным. Вероятно, неучет этого обстоятельства приводит к различию температурных полей лопаток турбин прогнозируемых расчетом и наблюдаемых в эксперименте. Кроме ускорений на роторные детали действует растягивающая центробежная сила, которая также влияет на температуропроводность материалов.

Первые исследования температуропроводности материалов в данных условиях приведены в [1-3]. Исследования температуропроводности материалов при растяжении ранее не проводились.

Влияние сжимающих сил на теплопроводность материалов и металлов ранее исследовалось сотрудниками института физики Даг. НЦ РАН. Из этих исследований следует, что при повышении давления до 250...350 МПа теплопроводность металов повышалась на 15...20% [4].

В [5, 6] приводятся сведения по электронному явлению в металлах, которое опытным путем установили русские ученые Л.И. Мандельштам и Н.Д. Папалекси в 1913 г. В их опыте при вращении катушки на концах провода возникала переменная разность потенциалов, и, подключенный к концам провода телефон издавал звук. Этот опыт в 1916 г. был усовершенствован американским ученым Ч. Толменом. Катушка в его опыте приводилась в быстрое вращение и затем резко тормозилась. При этом с помощью баллистического гальванометра регистрировался импульс тока неэлектрического происхождения, связанный с инерционным движением свободных зарядов (электронов, имеюших массу) в тонком медном проводе на катушке. Таким образом, электроны и возможно другие частицы продолжают свое движение при резком торможении проводника. В данных опытах также подтверждается, что ускорения оказывают влияние на электронные явления в металлах, в частности, при торможении. Однако из указанных опытов не было сделано выводов и предположений о возможности появления электронного явления на других режимах вращения и его влиянии на тепловые процессы в коротких проводниках и во вращающихся деталях.

Методика и результаты исследований

В данной работе проведены комплексные экспериментальные исследования (состоящие из 3 этапов) явления температуропроводности металлов в поле действия центробежных растягивающих сил и ускорений при испытаниях на разгонном стенде с использованием разработанного

© А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, П.А. Ваганов, 2012 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2012 запатентованного метода исследований и на специальной установке с осевым нагружением (первый этап исследований).

В исследованиях предусматривалось закрепление на полотне модельного диска двух или более теплоизолированных проводников различных материалов: из никелевого сплава (на втором этапе исследований) и из копелевого провода (на третьем этапе исследований) с электронагревателем.

Методика исследований в данной работе предусматривала закрепление на полотне модельного диска 4 теплоизолированных проводников диаметром 0,5 мм из хромелевого термопарного провода, в средней части которого размещался нагреватель (рис. 1). Первый теплопроводник был размещен в радиальном направлении от нагревателя к ободу, второй теплопроводник в радиальном направлении к центру, третий теплопроводник в окружном направлении, четвертый теплопроводник в противоположном окружном направлении. Первые три теплопроводника теплоизолированы, а четвертый голый теплопроводник (на его конце термопара ТП4) не теплоизолирован и закреплен в трех керамических втулках на диске. В центральном месте соединения четырех теплопроводников расположен электронагреватель и термопара ТП5. На концах теплопроводников приваривались термопары ТП1, ТП2, ТПЗ и ТП4.

На выходе из нагревателя к теплопроводникам приваривалась термопара ТП5. После теплоизоляции подготовленного объекта он закреплялся на полотне диска фольгой, привариваемой точечной сваркой. Провода питания электронагревателя и термопары присоединялись к токосъемнику. Модельный диск с 4 теплопроводниками (рис. 2) и электронагревателем устанавливался внутри вакуумной камеры разгонного стенда (рис. 3). На рис. 4 показана вакуумная камера, на крышке которой установлен ртутный токосъемник с проводами, разгонного стенда перед началом проведения экспериментальных исследований.



Рис. 1. Расположение 4-х теплопроводников на модельном диске



Рис. 2. Модельный диск с теплопроводниками и термопарами, установленный в вакуумной камере разгонного стенда

Для исследования передачи тепла по теплопроводникам проводились измерения температур с помощью термопар, устанавливаемых на концах теплопроводников и вблизи электронагревателя. Экспериментальные исследования температуропроводности выполнялись на разных частотах вращения, которые соответствовали разным центробежным ускорениям и силам и сравнивались с базовыми данными в стационарных условиях без вращения.



Рис. 3. Разгонный стенд с диском, установленным в вакуумной камере



Рис. 4. Разгонный стенд перед началом проведения экспериментальных исследований

Результаты экспериментальных исследований динамики изменения температур на концах проводников из никелевого сплава приведены на рис. 5 при максимальной температуре 300 °С нагревателя.

Выявлено значительное возрастание температуропроводности никелевого сплава с ростом ускорений от 0 до 2500 g (рис. 5).

Время движения теплового потока от нагревателя к концу хромоникелевого теплопроводника при этом сократилось, примерно, в 9 раз (от 52 до 5,7 с) для окружной скорости $\upsilon_{\text{окр}} = 25$ м/с (2500 g) (рис. 1) и в ~ 20 раз (от 120 до 6 с) при $\upsilon_{\text{окр}} = 50$ м/с (5000 g) для копелевого проводника. Таким образом, наблюдается значительное ускорение теплопередачи в теплопроводниках в начале нагрева в поле действия центробежных ускорений и сил.

Отсюда следует, что в теплопередаче участвует дополнительный быстрый теплоноситель, образующийся при действии ускорений (возможно куперовские пары электронов, обладающие высокой плотностью). Их концентрация увеличивается с ростом ускорения. Материал теплопроводника также влияет на температуропроводность.



Рис. 5. Динамика изменения температуры на концах 4-х теплопроводников, размещенных в радиальном и окружном направлениях от электронагревателя при разных частотах вращения: 1 - 0 об/мин, 2 - 15 об/мин, 3 - 100 об/мин,



На основе исследований проведен анализ скоростей нагрева и времени передачи тепла по теплопроводникам, расположенным в радиальном и окружном направлениях. Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин (50 м/с) возрастает в 2 и 3 раза соответственно по сравнению со стационарным состоянием без вращения. Причем, в радиальном направлении температуропроводность возрастает больше, чем в окружном. В наблюдаемом явлении присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки. На основе полученных данных о влиянии растяжения вторая составляющая равна, примерно, 10%, а остальная часть 290% связана с влиянием центробежного ускорения. Таким образом, указанный рост температуропроводности связан с увеличением электронной проводимости в металле под воздействием ускорения.

Заключение

В проведенных исследованиях использовалась усовершенствованная методика оценки температуропроводности и теплопроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил. Разработано устройство с 4-мя теплопроводниками для определения указанных характеристик на разгонном стенде с использованием вакуумной камеры в условиях центробежных ускорений и сил. Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников в поле действия центробежных ускорений и сил. Из анализа результатов экспериментальных исследований и скоростей нагрева следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает при повышении частоты вращения, причем неодинаково в разных направлениях. При этом время передачи тепла по радиальному теплопроводнику (по сравнению с другими теплопроводниками, расположенными по другим направлениям) существенно сокращается, т.е. наблюдается значительное ускорение теплопередачи в теплопроводниках в поле действия центробежных ускорений и сил. Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает в 2 и 3 раза при увеличении частоты вращения по сравнению со стационарным состоянием без вращения.

В исследуемом явлении температуропроводности присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки. На основе полученных экспериментальных данных о влиянии растяжения вторая составляющая составляет 10%. Таким образом, указанный рост температуропроводности существенно связан с увеличением электронной проводимости в металле за счет теплоносителей (имеющих массу) - свободных электронов, парных электронов при воздействии центробежных ускорений. Полученные результаты имеют важное практическое значение для оценки теплового состояния вращающихся деталей авиационных двигателей и других турбомашин.

Литература

1. Пат. 2235982 Российская Федерация, МПК H02N 11/00. Способ и установка для определения теплофизических характеристик твердых материалов в поле действия центробежных сил / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков; заявитель и патентообладатель ЦИАМ — № 2010117026/07; заявл. 30.04.2010; опубл. 20.04.2011, Бюл. №11.

2. Лепешкин А.Р. Исследование нового эффекта температуропроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил на разгонном стенде [Текст]/ А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков // Авиационно-космическая техника и технология.-2011. — Вып. 8/85. — С. 20-23. 3. Лепешкин А.Р. Оценка целесообразности использования теплофизических свойств, полученных в стационарных условиях, при расчетах теплового состояния деталей в поле действия центробежных сил [Текст]/ А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков // Применение ИПИ-технологий в производстве: Тр. VII Всерос. научн.-практич. конф. 12-13 ноября 2009 г. – М.: МАТИ. – 2009. – С. 59–61.

4. Эмиров С.Н. Влияние давления и температуры на теплопроводность моно- и поликристаллических образцов антимонида галлия [Текст]/ С.Н. Эмиров, Н. М.Булаева, Э.Н. Рамазанова // Тез. докладов XII Российской конф. по теплофизическим свойствам веществ. – М.: Наука. – 2008. – С. 306.

5. Гинзбург В.Л. Памяти А.А. Андронова [Текст]/ В.Л. Гинзбург. - М.: Изд-во АН ССР. – 1955-622 с.

6. Карякин, Н.И. Краткий справочник по физике [Текст] / Н.И. Карякин, К.Н. Быстров, П.С. Киреев // Изд. 3-е. М.: Высшая школа. - 1969. – С. 198-199.

Поступила в редакцию 01.06.2012

A.R. Lepeshkin. Investigation of heat transfer acceleration in materials in field of action of centrifugal accelleration and forces

The improved method for investigation of thermal conductivity and heat conductivity of materials in the field of centrifugal accelerations and forces is offered. The device with 4 heat conductors for the determination of these characteristics on the spin rig with the use of a vacuum chamber in field of a centrifugal accelerations and forces is developed. The results of investigations of unsteady heat of the heat conductors in a field of a centrifugal accelerations and forces are presented. The insulated heat conductors were installed at the model disc. From the analysis of experimental results it follows that the thermal heat conductor increases with increasing of frequency of rotation and varies in different directions. At the same time, the heat transfer time along the radial heat conductor is significantly reduced, i.e. the heat transfer acceleration is observed in the field of centrifugal accelerations and forces.

Keywords: heating, acceleration of heat transfer, rotating disk, thermal conductivity, temperature, centrifugal accelerations and forces.

УДК 621.372

Т.Б. Усубалиев

Национальная академия авиации, Баку, Азербайджан

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ И ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СПЛАВОВ СИСТЕМЫ CR-AL-PT-ME ДЛЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Представлены результаты физико-химических и структурных исследований образцов полученных расчетно-экспериментальным путем четырехкомпонентных сплавов для теплозащитных покрытий лопаток авиационных газовых турбин. Рентгенофазовым и термическим анализами исследованы фазовые преврашения сплава нового состава, результаты которых подтвердили достовернось предлагаемого подхода. Микроскопическим анализом установлено, что все полученный сплавы имеют единую фазы. Эти факты еще раз подтверждают результаты РФА образцов, те, что все образцы сплавов имеют единую фазу и у них при нагреве до температуры 1500 °С не происходят химические превращения – плавление и фазовые переходы.

Ключевые слова: авиационный двигатель, лопатки газовых турбин, защитные покрытия, фазовый и термический анализ, микроструктура.

Введение

Основной тенденцией развития современного авиадвигателестроения является непрерывное повышение температуры газов перед турбиной, что приводит к дальнейшему усложнению конструкции, увеличению термомеханической напряженности лопаток газовых турбин (ГТ), надежность которых оказывает большое влияние на надежность и ресурс двигателя в целом. В этой связи, разработка и внедрение высокоэффективных методов увеличения прочностных свойств и коррозионной стойкости сплавов. зашитных покрытий и изделий являются важнейшими в решении проблемы долговечности ГТ. Основным направлением в решении проблемы долговечности ГТ авиадвигателей является создание и применение качественно новых технологий. К критическим технологиям в производстве лопаток могут быть отнесены технологии высокоградиентного монокристаллического литья заготовок, обработка рабочих поверхностей замка и бандажных полок методом глубинного шлифования, гидроабразивная обработка профиля пера, получение охлаждающих отверстий малого диаметра и большой глубины методом струйной электроэрозионной обработки, защита наружных и внутренних поверхностей лопаток от газовой коррозии и воздействия высоких рабочих температур за счет современных защитных покрытий. В совокупности это значительно повышает надежность и ресурс работы ответственных деталей. Лопатки газовых турбин современых авиадвигателей не могут эксплуатироваться в течение задданного ресурса без надежных высокотемпературных покрытий. Повышение работоспособности жаропрочных сплавов путем применения эффективных покрытий в условиях воздействия скоростного газового потока и высоких термомеханических нагрузок является одним из основных направлений улучшения эксплуатационных характеристик авиационных газотурбинных двигателей [1, 2]. В связи с остротой проблемы, в настоящее время большое внимание уделяется разработке новых жаропрочных сплавов, методов получения направленных и монокристаллических структур лопаточных сплавов и защиты от газовой коррозии. Поиски новых высокотемпературных покрытий связаны прежде всего с оптимизацией химического состава новых композиций, с разработкой и освоением новых технологических процессов, основанных на использовании принципиально новых физических эффектов, а также с применением вновь создаваемых покрытий.

Целью работы является получение защитного покрытия нового состава и физико-химический (фазовый и термический) анализ состава и структуры полученных сплавов.

1. Методика проведения исследований

Для проведения исследований применен керамический метод синтеза. Этот метод является наиболее распространенным и доступным методом проведения твердофазных реакций и выполняется механическим смешением при одновременном измельчении реагентов (как правило, реагенты берут в наиболее доступной химичес-

© Т.Б. Усубалиев, 2012

Конструкционные материалы

кой форме с точным известным элементным составом) с последующей термической обработкой. С целью ускорения диффузионных процессов термообработку проводят при максимально возможной с точки зрения термодинамики, температуре. Основным достоинством метода является простота его исполнения, а главным недостатком - значительная неоднородность исходной смеси. Из-за неоднородности реакционной смеси для полного протекания твердофазной реакции часто проводят многократные чередования операций помола и термообработки, существенно увеличивающие время, необходимое для проведения синтеза.

Для проведения синтеза металлы Cr, Pt, Me (чистота 99,4%) измельчались. Эти металлы в обычных условиях не подвергаются окислению. Четвертый компонент сплава - алюминий в обычных условиях подвергается окислению. Поэтому он был измельчен непосредственно перед наполнением смеси в тигель. Количество общей загрузки для одного синтеза составляло 1,5 грамм.

При проведении твердофазного синтеза использовалась бура $Na_4B_4O_7$ [3], так как она широко используется в синтезах, как температуроснижающее вещество.

Для проведения исследований были уточнены диапазоны процентного содержания каждого выбранного элемента (таблица 1), выявлены диапазоны температур, время и количество проводимых опытов [4, 5, 6, 7].

Номер	Процентное содержание								
ofnasuor	элементов, %								
ооразцов	Cr	Al	Me	Pt					
1	74,0	22,1	3,4	0,5					
2	69,0	23,7	5,3	2,0					
3	64,3	24,0	5,7	6,0					
4	64,0	25,2	7,3	3,5					
5	62,5	23,8	7,7	6,0					
6	62,0	25,0	7,8	5,2					
7	61,7	27,3	6,0	5,0					
8	61,0	25,0	7,0	7,0					
9	60,5	23,0	10,0	6,5					
10	60,3	27,6	6,4	5,7					
11	59,2	27,2	8,3	5,3					
12	59,0	26,7	9,3	5,0					
13	58,3	25,5	6,7	9,5					
14	57,5	26,2	8,3	8,0					
15	56,5	29,0	9,0	5,5					
16	54,0	28,2	11,3	6,5					

Таблица 1 Процентные содержание элементов в образцах

Все 16 тиглей были загружены в вышеуказанном порядке и сверху насыпаны заранее обезвоженной бурой до 3/4 части тигля. В каждый тигель над бурой были заложены по две таблетки активированного угля с целью предоврашения доступа кислорода в смесь до плавления буры. После этого все тигли были размещены в сушильную печь и выдержаны в печи в течение двух часов, чтобы температура тиглей достигла температуры печи. После этого они вынимались из сушильной печи, размещались в муфельную печь и нагревались до температуры 1000 °С. Нагрев тиглей до температуры 1000 °С занимал приблизительно 4 - 5 часа. За это время таблетки из актированного угля возгорались, а бура, плавясь при температуре 750 °C, образовывала над смесью тонкий слой, который предохраняет сплавы от окисления.

Горячие тигли были помещены в высокотемпературную печь, нагреты до температуры 1450 °С и при этой температуре выдержаны в течение 6 часов. После этого печь выключалась и тигли самоохлаждались до комнатной температуры. Синтез сплавов проводился поэтапно: сначала 2, потом 7 и в последующий день 7 опытов. Из полученных сплавов были приготовлены навески для рентгенофазового анализа [8].

Микроструктура сплавов изучалась на оптическом микроскопе «Toshibo Inspection Report» модели РМЕ с увеличением ×56 и ×100. Образцы шлифовались на шлифовальной машине NERIS и полировались наждачной бумагой Р400, Р1000.

Фазовый состав полученных сплавов изучался на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3.0 (СиК_{α} - излучение, _{Ni} - фильтр). Съемки проводились при анодном напряжении 32kB и токе 14_{ma} на скоростях 2 и 4 град/мин. Исследования проводились в диапазоне углов отражения θ =15 - 75°. Углы измерялись с точностью ±0,1°.

Термический анализ проводился на «Q-Дериватографе 1500-Д» со следующим режимом съемки: скорость нагрева - 10 град/мин; скорость движения бумаги - 2,5 мм/мин; чувствительность - ДТА, ДТГ, ТГ и Т равна 500 мВ.

2. Результаты исследований и их обсуждение

Предварительное сравнение образцов рентгенограмм показало, что все максимумы в рентгенограммах появляются под одним и тем же углом. Чтобы получить более четкие максимумы и более четкую структуру, исследуемые сплавы были измельчены по отдельности в корундовой ступе до получения мелкозернистого порошка. Затем порошки были помещены в корундовые тигли и помещены в муфельную печь, нагреты до температуры 800 °C, а после этого эти тигли в горячем виде размещены в высокотемпературную печь и выдержаны до 60 часов при температуре 1100 °С. В таблице 2 представлены данные экспериментальных исследований.

Из рентгенограмм было видно, что максимумы не поменяли свое месторасположение, причем они становились более четкими и интенсивность их немного увеличивались. По полученным результатам можно сказать, что после обжига структура сплавов не изменилась, а несколько стабилизировались (рис. 1).



Рис. 1. Дифрактограмма полученных сплавов Cr-Al-Pt-Me

Анализ дифрактограммы был начат с идентификации фазы. Для этого были пронумерованы все пики (j) (максимумы), которые имеются в рентгенограммах с общей последовательностью возрастающих углов θ_i . Характеристической для каждой фазы считается выборка более интенсивных пиков в пределах $d(\theta) \ge 1,27 A$. Так как индексы (HKL) неизвестны, начались индицирования отражений в вышеуказанном порядке [9]. Для их решения мы обоснованно предполагали кубическую сингонию, так как все металлы взятые для синтеза сплавов имеют кубическую решетку и атомные радиусы всех металлов не превышают 15%-ный передел, то есть они легко могут в переделах одной кристаллической решетки подменять друг-друга. Индицированием рентгенограммы для твердых растворов синтезированных сплавов определены сингония, параметры кристаллической решетки всех 16-ти об-

разцов, составляющие в среднем 10,003 А и тип элементарной ячейки (гранецентрированная кубическая решетка) [10]. Таким образом, результаты рентгенографического анализа показали, что все образцы сплавов (твердых растворов) независимо от содержания металлов являются однофазной системой и имеют одинаковую структуру. Это позволяет утверждать, что кристаллическая структура твердых растворов формируется из кристаллических решеток Сг и Аl, так как в сплавах основную массу составляют эти металлы. Для определения формы и размеров зерен, характеризующих изменение внутреннего строения сплава под влиянием различных режимов обработки, выявления микропороков (микротрещин, раковин и др.) образцов сплавов был применен микроскопический анализ. Микроструктура одного из образцов сплавов приведена на рис. 2.



Рис. 2. Микроструктура образца а) ×56, б) ×100

Результаты микроскопического анализа показали, что все образцы состоят из одной фазы и результаты хорошо согласуются с результатами рентгенофазового анализа.

Для изучения термической устойчивости полученных сплавов проведен дифференциальный термический анализ (ДТА). Как известно, изменения, происходящие в твердых растворах и во всех других соединениях, сопровождаемые поглощением или выделением энергии, в термограммах выражаются, соответственно, в виде эндотермических и экзотермических эффектов. Термограмма одного из образцов сплавов приведена на рис. 3.



Рис. 3. Термогравиграммма образца сплава

Как видно из термограммы образца сплава, при начале нагрева наблюдается значительное отклонение дифференциальной кривой (кривой ДТА) от начального положения. Подобное отклонение обусловлено погрешностью прибора [11].

С другой стороны, дифференциальная кривая располагается не строго горизонтально. Это обусловлено рядом факторов. Отклонение дифференциальной кривой от горизонтальной линии может происходить при разной теплопроводности образца и эталона: если масса и теплоемкость образца выше, чем у эталона, то дифференциальная кривая отклоняется вниз и наоборот. В нашем случае масса (330-350 мг) и теплоемкость ((13,87–13,96Дж /(г–атом·К))) образца ниже, чем у эталона Al₂O₃ (700 мг) с его теплоемкостью

79,03Дж /(моль · К), поэтому дифференциальная кривая отклоняется вверх.

Дифференциальные термографические кривые (ДТГ) образцов всех 16-ти сплавов показывают, что отклонение ДТГ в зависимости от температуры не наблюдается, т.е. всякие эндотермические и экзотермические эффекты, характеризующие разность температур, на дифференциальных кривых отсутствуют. Это означает, что при нагреве в исследуемых образцах сплавов физические или химические процессы, сопровождающиеся тепловыми эффектами, не происходят.

Таким образом, термографические исследования образцов сплавов показали, что все они устойчивы в температурном интервале 20 - 1500 °С.

Эти факты еще раз подтверждают результаты РФА образцов, те, что все образцы сплавов имеют единую фазу и у них при нагреве до температуры не происходят химические превращения - плавление и фазовые переходы. Следует подчеркнуть, что у существующих покрытий фазовые переходы происходят обычно в температурных интервалах и это одна из причин неустойчивости и недолговечности покрытий [12].

Заключение

- Рентгенофазовым анализом показано, что сплавы независимо от процентного содержания составляющих элементов -

 $(74 \div 54)$ %Cr - $(22,1 \div 28,2)$ %Al - $(3,4 \div 11,3)$ %Me - $(0,5 \div 0,6)$ %Pt

 Индицированием рентгенограмм для твердых растворов синтезированных сплавов определены сингония, параметры и тип элементар-

ной ячейки: a = b = c = 10,003 Å, гранецентрированная кубическая решетка; на основе структуры исходных металлов - Cr, Al, Me и Pt предложена предполагаемая структура для твердых растворов полученных сплавов.

- Термографическим анализом установлено, что полученные сплавы устойчивы в температурном интервале 20 - 1500 °С и у них в этом температурном интервале не наблюдаются плавление, химические превращения, разложение и фазовые переходы.

- Микроскопическим анализом установлено, что сплавы имеют единую фазу.

Литература

1. Елисеев Ю.С. Химико-термическая обработка и защитные покрытия в авиадвигателестроении [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ю.С. Елисеев, Н.В. Абраимов, В.В. Крымов; под общ. ред. Н.В. Абраимова. – М: Высш. шк., 1999. – 514с.

2. Технология производства авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ю.С. Елисеев, А.Г. Бойцов, В.В. Крымов, Л.А. Хворостухин. – М.: Машиностроение, 2003. – 512 с.

3. Кнунянц И.Л. Краткая химическая энциклопедия [Текст] / И.Л. Кнунянц. – М.: Наука, 1961. Т.1. - 1262 с.

4. Самедов А.С. Комплексная методика выбора состава защитных покрытий для лопаток газовых турбин [Текст] / А.С. Самедов, Т.Б. Усубалиев // Авиационно-космическая техника и технология. –- 2008. -№8 (55). – С. 73-77.

5. Самедов А.С. Проблемы тепловой защиты и разработка защитных покрытий для лопаток авиационных газовых турбин [Текст] / Самедов А.С., Усубалиев Т.Б // Вестник двигателестроения. — 2008. - №3. – С. 163-166.

6. Пат. 012224 Евразийская Патентная Организация Евразийское Патентное Ведомств. Способ получения защитных покрытий на лопатках газовых турбин / А.М. Пашаев, А.С. Самедов, Т.Б. Усубалиев, Т.Б. Рзаев, Д.М. Ганбаров: заявитель и патентообладатель Азербайджанская НАА – № 200800146; заявл. 07.11.2007; опубл. 27.02.2009, Бюл. №1'2009

7. Самедов А.С. Тепловая защита авиационных газотурбинных двигателей. Научные основы выбора состава покрытий [Текст] / А.С. Самедов, Т.Б. Усубалиев // Химические проблемы. — 2007.-№3. — С. 436 — 443.

8. Пашаев А.М. Расчетно-экспериментальные исследования высокотемпературных защитных покрытий авиационных двигателей [Текст] / Пашаев А.М., Самедов А.С., Усубалиев Т.Б. // Ученые записки. – 2009. – Т.1, №3. – С. 20 – 28.

Поступила в редакцию 01.06.2012

Конструкционные материалы

Таблица 2

Время отжига,	час	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Tem⊓.	Отжига, ^v C	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100
Время, час		6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Темп., 0	Ď	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
	Pt	0,0075	0,0300	0,0900	0,0525	0,0900	0,0780	0,0750	0,1050	0,0975	0,0855	0,0795	0,0750	0,1425	0,1200	0,0825	0,0975
Ibi, rp	2	0,0510	0,0795	0,0855	0,1095	0,1155	0,1170	0,0900	0,1050	0,1500	0,0960	0,1245	0,1395	0,1005	0,1245	0,1350	0,1695
Метал	Al	0,3315	0,3555	0,3600	0,3780	0,3570	0,3750	0,4095	0,3750	0,3450	0,4140	0,4080	0,4005	0,3825	0,3930	0,4350	0,4230
	Cr	1,1100	1,0350	0,9645	0,9600	0,9375	0,9300	0,9255	0,9150	0,9075	0,9045	0,8880	0,8850	0,8745	0,8625	0,8475	0,8100
	Pt	0,5	2,0	6,0	3,5	6,0	5,2	5,0	7,0	6,5	5,7	5,3	5,0	6,5	8,0	5,5	6,5
JIBI, %	^	3,4	5,3	5,7	7,3	7,7	7,8	6,0	7,0	10,0	6,4	8,3	9,3	6,7	8,3	9,0	11,3
Метал	$\mathbf{A}^{[}$	22,1	23,7	24,0	25,2	23,8	25,0	27,3	25,0	23,0	27,6	27,2	26,7	25,5	26,2	29,0	28,2
	Cr	74.0	69,0	64,3	64,0	62,5	62,0	61,7	61,0	60,5	60,3	59,2	59,0	58,3	57,5	56,5	54,0
Номер	OIIbITOB	OIIBIT 1	Опыт 2	OTIBIT 3	OIIBIT 4	OTIBIT 5	OIIBIT 6	OIIBIT 7	OIIBIT 8	OTIMT 9	OTHT 10	OTIM 11	Опыт 12	Опыт 13	Otibit 14	OTIMT 15	Опыт 16

T.B. Usubaliyev. Research of structural and physical-chemical characteristics of alloys of Cr-Al-Pt-Me system for protective coatings

Results of physical-chemical and structural researches of samples reached at experimentally four-componential alloys for the thermal barrier coatings blades of aviation gas turbines are presented. RFA and thermal analyses investigated phase transformations of an alloy of the new structure which results confirmed reliable of an offered approach. By the microscopic analysis it is established that all reached alloys have uniform phases. These facts once again confirm results of RFA of samples, that all samples of alloys have a uniform phase and at them when heating up to temperature 1500 °C don't occur chemical transformations - melting and phase transitions.

Key words: aviation engine, blades of gas turbines, protective coatings, phase and thermal analysis, microstructure.

Вісник двигунобудування № 2(27)/2012 науково-технічний журнал

В. о. головного редактора Заст. гол. редактора

д-р техн. наук О. Я. Качан д-р техн. наук А. І. Долматов

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничих відділах ЗНТУ і АТ «Мотор Січ»

Комп'ютерна верстка

Коректори

М.Д. Хош

Т.І. Коваленко Я.В. Обухович

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 15.08.2012 р. Папір Хегох 80 г/м², видавнича система DocuTech-135, зам. 3524, накл. 300. Надруковано видавничим комплексом АТ «Мотор Січ» Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-41-11, 720-42-49. Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4213 від 22.11.2011.