

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

ВЕСТНИК ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

№3 2008

издается
с 2002 г.

**К 100-летию А.М. Люльки —
пионеру газотурбинного двигателестроения посвящается**

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 Министерством информации Украины

Запорожье
ОАО «Мотор Сич»
2008 г.

Уважаемые авторы публикаций!

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

Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:

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

Шановні автори публікацій!

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

Статті та повідомлення будуть формуватися за наступними рубриками:

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

To the attention of authors!

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

The journal covers the subjects of:

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

Материалы номера рекомендованы к публикации Ученым Советом Национального университета «ХАИ» (протокол № 6 от 17.06.2008 г.).

Главный редактор

д-р техн. наук, профессор Ф. М. Муравченко

Заместители главного редактора:

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

Члены редакционной коллегии:

д-р техн. наук В. А. Богуслаев
д-р техн. наук С. Б. Беликов
д-р техн. наук В. С. Кривцов
д-р техн. наук Ю. Н. Внуков
д-р техн. наук А. Д. Коваль
д-р техн. наук Э. И. Цивирко
д-р техн. наук Л. И. Ившенко
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 Б. А. Грязнов
д-р техн. наук А. Я. Мовшович
д-р техн. наук В. Е. Олышанецкий
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, Т. А. Сокол, Н. А. Савчук, А. А. Баранник, Т. Е. Деркаченко

Члены редакционной коллегии



Муравченко Ф.М.
гл. редактор, д-р техн. наук,
чл.-кор. АН Украины



Качан А.Я.
зам. гл. редактора,
д-р техн. наук



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



Богуслав В.А.
д-р техн. наук



Беликов С.Б.
д-р техн. наук



Кривцов В.С.
д-р техн. наук



Жеманюк П.Д.
канд. техн. наук



Внуков Ю.Н.
д-р техн. наук



Коваль А.Д.
д-р техн. наук



Цивирко Э.И.
д-р техн. наук



Ившенко Л.И.
д-р техн. наук



Грязнов Б.А.
д-р техн. наук



Карпинос Б.С.
д-р техн. наук



Кривов Г.А.
д-р техн. наук



Дмитриченко Н.Ф.
д-р техн. наук



Мовшович А.Я.
д-р техн. наук



Ольшанецкий В.Е.
д-р техн. наук



Титов В.А.
д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А.
д-р техн. наук



Горбенко Г.А.
д-р техн. наук



Епифанов С.В.
д-р техн. наук



Кулик Н.С.
д-р техн. наук



Дмитриев С.А.
д-р техн. наук



Петраков Ю.В.
д-р техн. наук



Ткаченко В.В.
канд. техн. наук



Богуслав А.В.
канд. техн. наук



Мозговой В.Ф.
канд. техн. наук



Шереметьев А.В.
канд. техн. наук

Для сведения авторов

Условия публикации:

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

Требования к оформлению материалов для журнала «Вестник двигателестроения»

- К рассмотрению принимаются научные статьи, содержащие такие необходимые элементы: постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, в которых имеются предпосылки решения данной проблемы и на которые опирается автор, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья; формулирование целей статьи (постановка задания); изложение основного материала исследования с полным обоснованием результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в данном направлении.
- Рукопись статьи присылается в редакцию в двух экземплярах вместе с аннотацией (на трех языках: украинском, русском и английском), актом экспертизы и справкой об авторах. Объем текстовой части статьи 3–6 листов. Рабочие языки: украинский, русский, английский. Последовательность размещения материала статьи: индекс УДК, название статьи, инициалы и фамилия авторов, полное название учреждения, в котором работают авторы, текст статьи (с подписями авторов на последней странице), перечень литературы, таблицы, рисунки.
- В статье нужно четко и последовательно изложить то новое и оригинальное, что получено авторами в результате исследований. Не следует приводить известные факты, повторять содержание таблиц и иллюстраций в тексте. Термины и обозначения технических параметров следует употреблять в соответствии с нормами Госстандарта, а единицы измерения – в международной системе единиц (СИ). В статье должны быть выделены следующие разделы: вступление, методика (исследований), результаты, обсуждение, выводы.
- Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microsoft Word 97 или 2000 (в соответствии с ДСТУ 3008–95). Формат листа – А4, ориентация – книжная, поля – 20 мм со всех сторон. Шрифт: гарнитура Times New Roman, размер 12 пт; интервал – 1,5; выравнивание по ширине. Текст с ручным переносом не принимается!
- Для набора формул надо использовать редактор Microsoft Equation версии 2 или 3. Размер букв: обычный – 12 пт, крупный индекс – 10 пт, мелкий индекс – 8 пт, крупный символ – 16 пт, мелкий символ – 12 пт.
- Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двубитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 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 подписуточной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подписуточной 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>Епифанов С.В., Ищук В.П.</i> ФОРМИРОВАНИЕ ПОТРЕБНЫХ ХВАРАКТЕРИСТИК СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОРОТКОЙ ПОСАДКИ САМОЛЕТА	9
<i>Харитонов Ю.Н.</i> РЕКОНСТРУКЦИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ: КОМБИНАТОРНЫЙ ФАЙЛ ПОТЕРЬ	15
<i>Кумченко Я.А.</i> ФОТОХИМИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ СВЯЗЫВАНИЯ ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ И ДРУГИХ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ. РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНАЯ КОНЦЕПЦИЯ «КАШТУЛ»	19
<i>Радченко Н.И., Коновалов Д.В.</i> ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ТРАНСФОРМАЦИИ ХОЛОДИЛЬНОГО ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ЦИКЛА В ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИЙ НА ОСНОВЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА	22
<i>Горин В.В., Радченко Н.И., Сапармамедов А.Н.</i> ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ КОНДИЦИОНЕРОВ ДЛЯ СУДОВ	26
<i>Ходак М.О., Вишневецкий О.А., Панкратова Т.С.</i> МОДЕЛЮВАННЯ ОБВОДІВ ПОВІТРОЗАБІРНИКІВ АВІАЦІЙНИХ ГТД ГІПЕРБОЛО-ЕЛІПТИЧНИХ ФОРМ ЗА ЇХ ГАБАРИТНИМИ РОЗМІРАМИ	31
<i>Ранченко Г.С.</i> НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ОАО «ЭЛЕМЕНТ» ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАПРАВЛЕНИЯ ГОЛОВНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ	37
<i>Безручко К.В., Давидов А.О., Земляной К.Н., Фролов В.П.</i> АНАЛИЗ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ СТАРТОВЫХ КОМПЛЕКСОВ СОВРЕМЕННЫХ РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ	41

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

<i>Зеленый Ю.А., Петрова О.А.</i> ДАЛЬНЕЙШАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОФИЛЯ ПЕРА ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ТСД	45
<i>Рублевский Ю.В., Иванов С.А., Бандурко Е.А., Занин А.Е., Зиньковский А.П.</i> ПРИМЕНЕНИЕ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИСКОВ ТУРБИНЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ЭНЕРГОПРИВОДА АИ 2500	49
<i>Повгородный В.О.</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН	54
<i>Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Мележик И.И.</i> РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРОВ ТУРБОМАШИН	58
<i>Голощапов В.Н., Котульская О.В., Парамонова Т.Н.</i> АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА НА ПОВЕРХНОСТЯХ РОТОРА ЦВД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ	64

<i>Аксенов Н.К., Петров Н.И., Струков А.А.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ ОПОР ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	69
<i>Калачев С.С., Хориков А.А.</i> РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ВЕНТИЛЯТОРА БЛИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ	73
<i>Радченко Р.Н., Бузник А.И.</i> ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВЫХ ДВС УТИЛИЗАЦИОННОЙ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ	77
<i>Калинкина Ю.Г., Величко Т.А., Соболева Н.А., Письменный В.И.</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ПУТЕМ РЕШЕНИЯ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ	82
<i>Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Романенко Л.Г., Потанин В.А.</i> СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА.....	86
<i>Барышева Е.С., Бойко Л.Г.</i> РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ И СУММАРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ОСЕРАДИАЛЬНЫМИ ЛОПАТКАМИ	91

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

<i>Игнатович С.Р., Юцкевич С.С., Закиев В.И., Майстренко Ю.Н.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА УСТАЛОСТИ В СПЛАВЕ Д-16АТ ПРИ ПОМОЩИ НАНОПРОФИЛОМЕТРА	99
<i>Локощенко А.М.</i> ОПИСАНИЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОВ С ПОМОЩЬЮ ВЕРОЯТНОСТНОЙ МОДЕЛИ	102
<i>Голубовский Е.Р., Демидов А.Г.</i> ОЦЕНКА ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ СПЛАВА ЭИ437БУ-ВД ДЛЯ ДИСКОВ ГТД	106
<i>Милешкин М.Б., Библик И.В.</i> ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ	111
<i>Богорош А.Т., Воронов С.А., Ройзман В.П., Бубулис А.А.</i> НАНОСТРУКТУРА И СВОЙСТВА ТУГОПЛАВКИХ ПЛЕНОК	116
<i>Исаев К.Б.</i> СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ОБРАЗЦАХ МАТЕРИАЛОВ С ОРГАНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕЙ, ИСПЫТАННЫХ В УСЛОВИЯХ ОДНОСТОРОННЕГО НАГРЕВА	119

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И МЕТРОЛОГИЯ

<i>Бычков Н.Г., Лепешкин А.Р., Балухев Б.А.</i> РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ ОБРЫВОМ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОВЕРКИ КОРПУСОВ НА НЕПРОБИВАЕМОСТЬ	124
--	-----

<i>Каримбаев К.Д., Серветник А.Н.</i> ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗГОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИСКОВ ТУРБОМАШИН	130
---	-----

<i>Серебряков Н.Н., Поляков В.М.</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ЧИСЛЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТЕЙ ОПОР ВАКУУМНОГО СТЕНДА	135
--	-----

<i>Цимбалюк В.А.</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОЛЕБЛЮЩИХСЯ ЛОПАТКАХ	138
---	-----

ЭКСПЛУАТАЦИЯ, НАДЕЖНОСТЬ, РЕСУРС

<i>Можайская Н.В., Рыбников А.И., Гецов Л.Б., Пигрова Г.Д., Дашунин Н.В.</i> ОПЫТ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТАЦИОНАРНЫХ ГТУ НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ. ЧАСТЬ 4. ТЕРМОУСТАЛОСТНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГТУ	144
--	-----

<i>Ермолаев А.А., Кривоносова В.В.</i> ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И СОПОСТАВЛЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТЭ-65	149
--	-----

<i>Меркулов В.М., Якушев Ю.В.</i> ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ НА СИЛУ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ С ПЛОСКИМИ БОКОВЫМИ ТОРЦАМИ	154
--	-----

<i>Марценюк Е.В., Олейник А.В., Шимановская Н.А.</i> ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАГРУЖЕНИЯ НА РЕСУРС ДИСКА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД	158
---	-----

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

<i>Самедов Адалят Солтан, Усубалиев Турал Бейбала</i> ПРОБЛЕМЫ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ И РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	163
--	-----

<i>Князев М.К., Долматов А.И., Жовноватюк Я.С., Мананков О.В.</i> ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРИЕМАМИ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ	167
--	-----

САУ И ДИАГНОСТИКА

<i>Рутковский В.Ю., Земляков С.Д.</i> АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ЗАЗОРА В РЕДУКТОРЕ ДВУХВАЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ ГТУ	171
--	-----

<i>Лозня С.В., Торхов М.И., Пустовой С.А., Седристый В.А., Черкасов Ю.В.</i> АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ДИАГНОСТИКА И НАСТРОЙКА САУ ПРИ МОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ТРДД	176
--	-----

<i>Хорольский П.Г.</i> ОБЩИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ КОСМИЧЕСКОЙ ОБСТАНОВКИ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ЕЕ ДИНАМИКОЙ	182
---	-----

<i>Миргород В.Ф., Грудинкин В.М.</i> МОДАЛЬНАЯ И ИНТЕГРАЛЬНАЯ ФОРМЫ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	185
---	-----

<i>Григорьев В.А., Лапшин А.В., Киреев В.А.</i> ИЗМЕРИТЕЛЬНО-ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ УЧЕБНО- ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ ИСПЫТАНИЙ И ДИАГНОСТИКИ ТРДД	190
<i>Стасевич А.А., Коровин Б.Б.</i> МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ СТРУКТУР ДИНАМИЧЕСКОГО СПЕКТРА ГТД	195
<i>Тарасенко А.И.</i> НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ	202

УДК 621.452.33:629.735.33.077УДК

В.П. Ищук¹, С.В. Епифанов²

¹**Авиационный научно-технический комплекс им. О.К. Антонова, Украина,**

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

ФОРМИРОВАНИЕ ПОТРЕБНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОРОТКОЙ ПОСАДКИ САМОЛЕТА

Рассмотрена общая постановка задачи формирования характеристик силовой установки на режиме реверсирования, как задачи нелинейной оптимизации с ограничениями. Исследовано влияние изменения тяги двигательной установки при посадке на длину посадочной дистанции, получены решения уравнений движения самолета при пробеге, представленных в критериальной форме. Рассмотрены основные характерные случаи: значение тяги постоянно, значение тяги прямо пропорционально скорости движения, значение тяги линейно изменяется при переходе от режима полетного малого газа к установившемуся режиму реверсирования. Предложена методика определения посадочной дистанции.

Посадочная дистанция, математическая модель движения, тяга, режим реверсирования, критерии подобия.

Введение

Одним из наиболее важных этапов полета самолета является его заключительный этап — посадка. Способность самолетов садиться на короткие, грунтовые, мокрые или обледеневшие полосы значительно расширяет возможности использования авиации.

В результате исследований по торможению самолетов с поршневыми двигателями при посадке с помощью воздушных винтов [1], проведенных в США, Англии и Германии, показано, что дистанция торможения может быть уменьшена вдвое, если в качестве основного средства торможения использовать реверсивную тягу винтов, а колесные тормоза использовать как вспомогательное средство торможения, способствующее более точному управлению при пробеге и рулении. В дальнейшем на самолетах, оборудованных силовыми установками с воздушными винтами, режим реверсирования стал штатным. Однако среди разработанных в СССР самолетов это требование выполнено только на Бе-30, Ан-38, Ан-3 и Ил-114. При этом не реализовано замкнутое управление отрицательной тягой, что не обеспечивает полного использования возможностей силовой установки для сокращения пробега и лишь частично удовлетворяет требованиям авиационных правил.

Появление силовых установок с турбовинто-вентиляторными двигателями (ТВВД) требует выполнения специальных исследований, в частности, по изучению их работы на режимах реверсирования и формированию методических подходов к определению потребных характеристик силовых установок на режиме реверса, исходя из потребных посадочных характеристик самолета.

1. Постановка задачи

Рассмотрим простейшую модель движения самолета массой m на дистанции пробега после посадки (предположим, что сила торможения постоянна): $m = \frac{dv}{dt} = -P_{\text{торм}}$, где V — скорость. Тогда при скорости в точке касания $V_{\text{кас}}$ получим значение

$$\text{посадочной дистанции: } L = \frac{mV_{\text{кас}}^2}{2P_{\text{торм}}}.$$

Из этого элементарного анализа следует, что имеется два направления сокращения дистанции пробега: уменьшение посадочной скорости и увеличение средней силы торможения.

Первое направление представляется более эффективным, так как для уменьшения L на 1% требуется увеличить силу на 1%, а скорость всего на 0,5%. Однако минимальная посадочная ско-

рость ограничена условиями аэродинамической устойчивости самолета на этапе выравнивания. Для поддержания на этапе захода на посадку и выравнивания значения скорости, близкого к минимальному, необходимо изменять тягу силовой установки. Таким образом, включение реверса в полете, до касания ВПП, исключается.

Второе направление сокращения дистанции пробега связано с увеличением силы торможения путем максимального использования возможности реверсирования двигателей. Конечной целью данного направления является обеспечение заданных характеристик самолета при посадке на короткие полосы. Для этого необходимо сформировать требования к характеристикам двигателей на режиме реверса.

Задачами данной работы являются:

- общий анализ проблемы, выявление влияющих факторов и ограничений;
- определение связи между параметрами посадки и тягой двигателей;
- анализ характера изменения тяги при включении реверса и посадочном пробеге;
- разработка рекомендаций по формированию характеристик двигателей на режиме реверса.

2. Общий анализ задачи формирования требований к тяге при посадке самолета

В общем случае формирование характеристик двигателей на режиме реверса может быть представлено в оптимизационной постановке как один из следующих вариантов:

Вариант 1 (проверочный): найти посадочную дистанцию L и минимизировать ее ($L \rightarrow \min$) при заданных значениях параметров самолета и ВПП и следующих ограничениях:

- 1) на значение частоты вращения винта $n_v \leq n_{v, \max}$;
- 2) на значения углов установки лопастей винта $\varphi_v \geq \varphi_{v, \min}$;
- 3) на диапазон полетных условий, в которых допускается использование реверса;
- 4) на диапазон полетных условий, в которых допускается использование колесных тормозов;
- 5) на значения параметров двигателя на установившемся режиме реверса;
- 6) на значения параметров двигателя при приемистости, обусловленной переходом от режима полетного малого газа (ПМГ) на режим реверса;
- 7) на скорость изменения углового положения лопастей винта.

Вариант 2 (проектировочный): обеспечить заданную посадочную дистанцию L при заданных значениях параметров самолета и ВПП и ограничениях 3, 4 путем модификации имеющейся силовой установки с минимальными затратами $C \rightarrow \min$.

В этом случае предполагается, что исходная силовая установка не обеспечивает заданную посадочную дистанцию, и необходимо ее модифицировать минимальными средствами, пересмотрев ограничения 1, 2, 5, 6, 7. Наиболее общим критерием C эффективности такой модификации является стоимость жизненного цикла.

Ограничение 1 определяется прочностью винта и редуктора. Ограничение 2 обусловлено конструкцией втулки винта и используемым способом управления реверсом: при пассивном реверсе лопасти фиксируются на упоре $\varphi_{\text{рев}} = \text{const}$, при активном реверсе лопасти управляются системой автоматического управления (САУ). Ограничение 3 определяет условия включения и выключения реверса. Как было указано выше, включение реверса в полете не рассматривается, поэтому будем считать, что реверс и колесные тормоза включаются сразу после опускания передней стойки шасси при посадочной скорости $V = V_{\text{пос}}$. Значения скорости, при которых возможно использование реверса, ограничены также снизу опасностью попадания на вход в двигатель отработанных газов, а также пыли и посторонних предметов с ВПП. Поэтому при $V < V_{\text{откл}}$ реверс отключен. Ограничение 4 задается скоростью $V_{\text{торм}}$, выше которой колесные тормоза не используют из-за их низкой эффективности, так как в этих условиях подъемная сила близка к силе веса самолета. В данной работе, как правило, предполагается, что $V_{\text{торм}} > V_{\text{пос}}$, поэтому колесные тормоза включены в течение всего пробега. Ограничения 5, 6 реализованы в САУ двигателя. Они учитывают требования прочности роторов и деталей горячей части, газодинамической устойчивости компрессора и устойчивости горения в камере сгорания. Как правило, эти ограничения универсальны, то есть на режиме реверса они такие же, как и на режимах прямой тяги. Ограничение 7 связано, прежде всего, с быстрым действием сервопривода лопастей. Как правило, для привода лопастей используется гидравлический привод, и максимальная скорость движения лопастей определяется производительностью насоса.

Ограничение 7 связано, прежде всего, с быстрым действием сервопривода лопастей. Как правило, для привода лопастей используется гидравлический привод, и максимальная скорость движения лопастей определяется производительностью насоса.

3. Анализ уравнения движения самолета при пробеге

Рассмотрим уравнение движения самолета по ВПП:

$$m \frac{dv}{dt} = -[R_{\text{рев}} + X + P_{\text{торм}} + P_{\text{тр}}] \quad (1)$$

где $R_{\text{рев}}$ — суммарная отрицательная (реверсивная) тяга силовой установки;

X – сила аэродинамического сопротивления;
 $P_{\text{торм}}$ – сила торможения, обеспечиваемая колесными тормозами;

$P_{\text{тр}}$ – сила трения качения.

Будем считать, что тормозная система самолета оборудована средствами антиюзовой автоматики, тогда сила $P_{\text{торм}}$, как и сила $P_{\text{тр}}$, пропорциональна силе давления самолета на ВПП $P_{\text{давл}} = mg - Y$, где Y – подъемная сила. Выразив аэродинамические силы через скорость, получим:

$$m \frac{dV}{dt} = - \left[R_{\text{рев}} + C_x \rho S \frac{V^2}{2} + f \left(mg - C_y \rho S \frac{V^2}{2} \right) \right], \quad (2)$$

где $f = f_{\text{торм}} + f_{\text{кач}}$ – суммарный коэффициент трения;

$f_{\text{торм}}$ – коэффициент трения в тормозной системе;

$f_{\text{кач}}$ – коэффициент трения качения;

ρ – плотность воздуха;

S – характерная площадь крыла самолета;

C_x, C_y – аэродинамические коэффициенты.

Рассмотрим анализ этого уравнения для нескольких важных частных случаев, начиная с самого простого и постепенно приближаясь к общему случаю, соответствующему реальному изменению тяги.

4. Анализ влияния реверса на движение самолета при пробеге

Завершающая фаза торможения

На завершающем этапе пробега при $V < V_{\text{откл}} = V_0$ реверс выключается, и используются только колесные тормоза. Скорость мала, что позволяет пренебречь влиянием аэродинамических сил. Учтем это и преобразуем (2) к безразмерному виду:

$$\frac{d\tilde{V}}{d\tilde{t}} = -1, \quad (3)$$

где $\tilde{V} = \frac{V}{V_0}$ – безразмерная скорость;

$\tilde{t} = \frac{fg}{V_0} t$ – безразмерное время.

Тогда решение этого уравнения

$$\tilde{V} = \begin{cases} 1 - \tilde{t}, & \tilde{t} < 1; \\ 0, & \tilde{t} \geq 1. \end{cases} \quad (4)$$

Аналогично, преобразуя к безразмерному виду

уравнение $\frac{dL}{dt} = V$, получим значение безразмерной посадочной дистанции $\tilde{L} = \frac{fg}{V_0^2} L$:

$$\tilde{L} = 0,5. \quad (5)$$

При $f = 0,337$ (сухая полоса) и $V_0 = 50$ км/ч (13,9 м/с) получим $L = 29$ м; при $f = 0,159$ (мокрая полоса) и $V_0 = 50$ км/ч – $L = 70$ м.

Торможение с постоянной силой тяги силовой установки

Известно [2], что тяга турбовинтовых двигателей в диапазоне скоростей, характерных для взлета и посадки, слабо зависит от скорости. Поэтому для самолета, оснащенного ТРД или ТРДД, рассмотрим уравнение (2) при $R_{\text{рев}} = \text{const}$. Преобразуем его к безразмерному виду:

$$\frac{d\tilde{V}}{d\tilde{t}} = - (1 + C_R - C_a \tilde{V}^2), \quad (6)$$

где $\tilde{V} = \frac{V}{V_0}$; $\tilde{t} = \frac{fg}{V_0} t$ – безразмерные скорость и время;

$C_R = \frac{R_{\text{рев}}}{fmg}$ – безразмерная сила тяги на режиме реверса;

$C_a = \rho \frac{S(fC_y - C_x)V_0^2}{2fmg}$ – безразмерная аэродинамическая сила;

$V_0 = V_{\text{пос}}$ – посадочная скорость.

Параметры C_R и C_a являются критериями подобия условий посадки. Они являются независимыми переменными, от которых зависит изменение скорости во времени $\tilde{V}(\tilde{t})$ и посадочная

дистанция $\tilde{L} = \frac{fg}{V_0^2} L$. Получим эти зависимости.

Аналитическое решение уравнения (6) с разделяющимися переменными при $fC_y > C_x$ имеет вид

$$\tilde{V} = a \frac{1 - \frac{a-1}{a+1} e^{2aC_a \tilde{t}}}{1 + \frac{a-1}{a+1} e^{2aC_a \tilde{t}}}, \quad (7)$$

где $a = \sqrt{\frac{1+C_R}{C_a}}$ (данное решение получено

для $a > 1$, что соответствует реальным условиям).

Из (7) получим значение времени $\tilde{t}_{\text{откл}}$, соответствующее снижению скорости до значения $\tilde{V}_{\text{откл}}$ (отключению реверса). Интегрируя (7), получим длину пробега с включенным реверсом:

$$\tilde{t}_{\text{откл}} = \frac{1}{2} \frac{1}{a C_a} \left(\ln \left| \frac{a - \tilde{V}_{\text{откл}}}{a + \tilde{V}_{\text{откл}}} \right| - \ln \left| \frac{1-a}{1+a} \right| \right); \quad (8)$$

$$\tilde{L}_{\text{рев}} = a \tilde{t}_{\text{откл}} + \frac{1}{C_a} \left[\ln \frac{2}{a+1} - \ln \left(\frac{a-1}{a+1} e^{2 a C_a \tilde{t}_{\text{откл}}} + 1 \right) \right] \quad (9)$$

Учитывая (5) и подставив в эту формулу $V_o = V_{\text{откл}}$, получим значение полной посадочной дистанции:

$$\tilde{L} = \tilde{L}_{\text{рев}} + 0,5 \tilde{V}_{\text{откл}}^2 \quad (10)$$

Графики зависимости $\tilde{L}$ от критериев подбора режимов посадки C_R, C_a и $\tilde{V}_{\text{откл}}$ представлены на рис. 1.

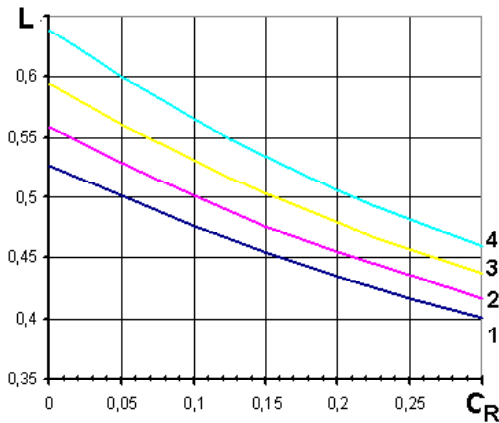


Рис. 1. Зависимость дистанции пробега от реверсивной тяги при

$R_{\text{рев}} = \text{const}$, $\tilde{V}_{\text{откл}} = 0$: 1 - $C_a = 0,1$;
2 - $C_a = 0,2$; 3 - $C_a = 0,3$; 4 - $C_a = 0,4$

Значения $C_R = \tilde{V}_{\text{откл}} = 0$ соответствуют посадке без использования реверса.

Анализ рис. 1 показывает, что влияние реверсирования на сокращение посадочной дистанции увеличивается с повышением значения C_a (то есть с увеличением аэродинамического качества самолета, ростом посадочной скорости и изменением других параметров). Сравнение графиков вида рис. 1, полученных при различных $\tilde{V}_{\text{откл}}$, показывает очень слабое влияние скорости отключения реверса. При $\tilde{V}_{\text{откл}} \leq 0,3$ им практически можно пренебречь. Это свидетельствует о том, что основное влияние на сокращение дистанции про-

бега включение реверса оказывает на его начальном этапе, когда из-за большой подъемной силы эффективность колесных тормозов невелика.

Полученные формулы и графики универсальны и позволяют определить посадочную дистанцию для любого самолета при условии $R_{\text{рев}} = \text{const}$. Так, при $m = 10^5$ кг; $C_x = 0,265$; $C_y = 1,3$; $S = 200$ м²; $f = 0,337$; $V_{\text{пос}} = 50$ м/с; $V_{\text{откл}} = 14$ м/с; $C_R = 0,303$; $C_a = 0,17$; $a = 2,77$ по формулам (8), (9) определим: $\tilde{t}_{\text{откл}} = 0,594$; $\tilde{L} = 0,42$, откуда $L = 360$ м.

Торможение с использованием постановки лопастей воздушного винта на упор

Реверсирование воздушного винта выполняется путем снятия его лопастей с промежуточного упора (ПУ), используемого на режимах прямой тяги, и постановки их на упор минимального углового положения φ_{min} . Анализ характеристик воздушных винтов [1] показывает, что при постоянной частоте вращения (которая на режиме реверса может поддерживаться изменением расхода топлива) отрицательная тяга зависит от скорости движения самолета линейно, и в ряде случаев значение φ_{min} выбирается так, что при $V = 0$ тяга также равна нулю. Тогда

$$R_{\text{рев}} = K_{\text{рев}} V. \quad (10)$$

Подставим (10) в уравнение (2) и преобразуем его к безразмерному виду:

$$\frac{d\tilde{V}}{d\tilde{t}} = -(1 + K_R \tilde{V} - C_a \tilde{V}^2), \quad (11)$$

где $K_R = \frac{K_{\text{рев}} V_o}{fmg} = \frac{R_{\text{рев.o}}}{fmg}$ — безразмерная сила тяги, соответствующая базовой скорости.

Решая это уравнение, получим выражения для скорости, времени отключения реверса и длины пробега:

$$\tilde{V} = \frac{1}{2C_a} \frac{A + K_R - \alpha(A - K_R) e^{A\tilde{t}}}{1 + \alpha e^{A\tilde{t}}}; \quad (12)$$

$$\tilde{t}_{\text{откл}} = \frac{1}{A} \left(\ln \frac{A + K_R - 2C_a \tilde{V}_{\text{откл}}}{A - K_R + 2C_a \tilde{V}_{\text{откл}}} - \ln \alpha \right); \quad (13)$$

$$\tilde{L} = 2C_a \left[(A + K_R) \tilde{t}_{\text{откл}} - 2 \ln \frac{\alpha e^{A\tilde{t}_{\text{откл}}} + 1}{\alpha + 1} \right] + 0,5 \tilde{V}_{\text{откл}}^2, \quad (14)$$

где $\alpha = \frac{A+K-2C_a}{A-K_R+2C_a}$; $A = \sqrt{K_R^2 + 4C_a}$.

Графики зависимости $\tilde{L}$ от критериев подобия режимов посадки K_R, C_a и $\tilde{V}_{откл}$ представлены на рис. 2.

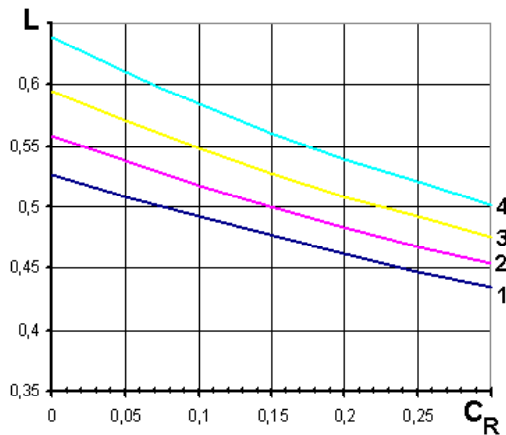


Рис. 2. Зависимость дистанции пробега от реверсивной тяги при

$R_{рев} = K_R V$, $\tilde{V}_{откл} = 0$: 1 - $C_a = 0,1$;
2 - $C_a = 0,2$; 3 - $C_a = 0,3$; 4 - $C_a = 0,4$

Рассмотренный способ реверсирования с постановкой лопастей винта на упор φ_{min} , очевидно, является простым и более эффективным, чем пассивное реверсирование [1], при котором винт практически не получает мощности и работает в режиме ветряка, так как двигатель переводится в режим малого газа. Однако снижение тяги при уменьшении скорости приводит к увеличению посадочной дистанции по сравнению с рассмотренным ранее случаем $R_{рев} = const$. Следовательно, более высокой эффективности реверсирования можно достичь, если реализовать замкнутое управление тягой винта при реверсировании, поддерживая максимально возможное значение $R_{рев}$. При этом показатели пробега приблизятся к рассмотренному выше режиму $R_{рев} = const$.

Начальная фаза торможения — включение реверса

Сравнение параметров посадки, полученных для рассмотренных примеров при постоянной тяге и при тяге, линейно зависящей от скорости, показывает, что их отличие не превышает 15%. Это можно объяснить тем, что наибольший вклад в конечный результат вносит начальный участок, на котором для рассмотренных примеров значения тяги практически одинаковы. Однако в реальных условиях в точке касания двигателя работают в режиме прямой тяги, которая соответ-

ствует режиму полетного малого газа (ПМГ), и выход на режим установившегося реверса требует определенного времени, связанного с ограничениями приемистости газогенератора и скорости изменения углового положения лопастей винта. Рассмотрим этот участок начальной фазы торможения, считая, что значение отрицательной тяги изменяется линейно во времени от $R_{ПМГ}$ до $R_{рев}$:

$$R = -R_{ПМГ} + (R_{рев} + R_{ПМГ}) \frac{t}{T}, \quad (15)$$

где $R_{ПМГ} < 0$; T — время перехода на режим реверса.

Подставив (15) в (1), после преобразования к безразмерному виду получим:

$$\frac{d\tilde{V}}{d\tilde{t}} = -\left[1 - C_{R,ПМГ} + (C_R + C_{R,ПМГ}) \frac{\tilde{t}}{T} - C_a \tilde{V}^2\right], \quad (16)$$

где $C_{R,ПМГ} = \frac{R_{ПМГ}}{f mg}$ — безразмерная сила тяги на

режиме ПМГ; $\tilde{T} = \frac{f g}{V_o} T$.

Уравнение (16) является уравнением Риккати и в общем случае его решение не может быть выражено в конечном виде через элементарные функции [3]. Поэтому воспользуемся численным методом решения и представим результаты в виде зависимости длины пробега от критериев $C_a, C_R, C_{R,ПМГ}$ и $\tilde{T}$ подобия режимов начальной фазы торможения при посадке.

Анализ этих зависимостей показывает, что наиболее существенным фактором является время приемистости (см. рис. 3). Влиянием остальных факторов в первом приближении можно пренебречь.

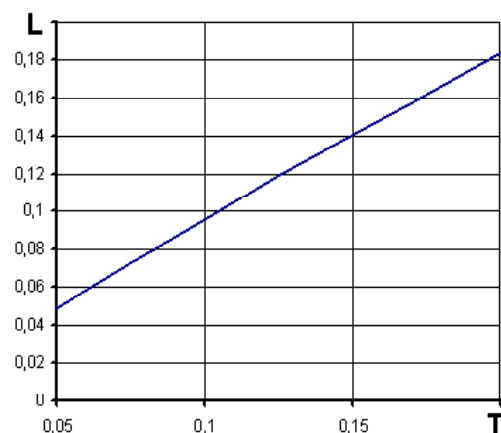


Рис. 3. Зависимость дистанции начального этапа пробега от времени приемистости,
 $C_{R,ПМГ} = 0,1$; $C_a = 0,3$; $C_R = 0,12$

5. Методика оценки посадочной дистанции

Полученные зависимости могут быть положены в основу следующей методики оценки посадочной дистанции:

- на основании технических данных о самолете, его силовой установке и состоянии ВПП рассчитываются значения критериев $C_a, C_{R, \text{ПМГ}}, C_R$ и $\tilde{T}$;

- выполняется анализ первого этапа (движение без использования тормозов и реверса до опускания передней стойки шасси), определяется дистанция начального участка и скорость в его конце $V_{\text{пос}}$;

- выполняется анализ второго этапа (переход от режима ПМГ к установившемуся режиму реверса), определяются значения дистанции начального участка и скорости в его конце;

- с учетом полученного значения скорости определяются значения критериев $C_a, C_R(K_R)$ для следующего этапа, а также значение $\tilde{V}_{\text{откл}}$;

- по формулам (7) — (9) или (12), (13) (в зависимости от типа двигателя и реализации управления им на режиме реверса) определяется значение дистанции до остановки;

- полученное значение суммируется с дистанцией начального участка и получается общая длина посадочной дистанции.

Заключение

1. Посадочная дистанция самолета зависит от многих факторов, среди которых в условиях короткой посадки на полосы с низким коэффициентом сцепления является значение реверсивной тяги.

2. На начальном этапе пробега тяга изменяется и переходит из области положительных значений в область отрицательных значений, время перехода зависит от динамических характеристик двигателя и его САУ.

3. В случае использования ТРДД в дальнейшем тяга является практически постоянной. Для двигателей с воздушным винтом при реализации простейшей схемы управления (с постановкой лопастей на упор) значение тяги существенно убывает по мере снижения скорости движения самолета.

4. Получены критериальные зависимости параметров движения самолета при пробеге от влияющих факторов.

5. Предложенная методика, основанная на этих критериальных зависимостях, позволяет определить посадочную дистанцию в заданных условиях.

6. Определяющими условиями получения наилучших посадочных характеристик транспортного самолета с ТВВД являются:

- обеспечение минимальной скорости при касании ВПП путем управления тягой двигателей;

- обеспечение минимального времени приемистости газогенератора двигателя и максимальной скорости перестановки лопастей воздушного винта в реверсивное положение;

- активное управление тягой двигателей на режиме реверсирования;

- применение реверсирования до полной остановки самолета.

Литература

1. Манакин В.В., Кочергин С.А. Реверсивные воздушные винты и торможение или самолета. Техн. обзор № 0-161. — МАП СССР, Бюро новой техники, 1947.
2. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. — М.: Машиностроение, 2002. — 616 с.
3. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. — М.: Наука, 1976. — 576 с.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический ун-т «ХАИ», г. Харьков

Розглянуто загальну постановку завдання формування характеристик силової установки на режимі реверсування, як завдання нелінійної оптимізації з обмеженнями. Досліджено вплив зміни тяги двигунової установки під час посадки на довжину посадочної дистанції, отримано розв'язання рівнянь руху літака під час пробігу, які представлені в критеріальній формі. Досліджено основні характерні випадки: значення тяги постійне, значення тяги прямо пропорційне швидкості руху, значення тяги лінійно змінюється під час переходу від режиму польотного малого газу до усталеного режиму реверсування. Запропоновано методику визначення посадочної дистанції.

The general task of the aircraft powerplant required performances formation on the reversing mode, as the tasks of nonlinear optimization with limitations, is surveyed. Influencing a thrust variation of a propulsion system on landing distance is researched. The solutions of the equations of an airplane motion are obtained, represented in the criteria form. The main reference cases surveyed: the value of thrust is constant, value of thrust is directly proportional to airplane velocity, the value of thrust linearly varies at transition from the mode of a flight idle to steadied reversing. The technique of definition of a landing distance is offered.

УДК 697.34

Ю.Н. Харитонов

**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова,
Украина**

РЕКОНСТРУКЦИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ: КОМБИНАТОРНЫЙ ФАЙЛ ПОТЕРЬ

На основе анализа выполненных проектов модернизации и реконструкции систем теплоснабжения разработан и предложен к применению модифицированный комбинаторный файл потерь ресурсов. Показано, что использование модифицированного комбинаторного файла потерь позволяет осуществлять архивацию выполненных проектов и определять диапазон возможных потерь ресурсов. При формировании новых проектов реконструкции с целью обеспечения более корректного определения возможных потерь ресурсов предложено вводить корректирующие коэффициенты. Показана перспективность применения комбинаторного файла потерь в теории управления проектами реконструкции систем теплоснабжения.

Энергетика, управление проектами, реконструкция, система теплоснабжения

1. Постановка проблемы

Эффективность работы систем энергоснабжения, к которым относятся системы теплоснабжения, в значительной степени определяет уровень развития многих отраслей хозяйствования [1, 2 и др.].

В настоящее время одной из основных научно-прикладных проблем остается проблема реконструкции систем теплоснабжения (СТ), что объясняется рядом причин, среди которых, прежде всего, стоит выделить: высокую степень физического и морального износа элементов систем, спроектированных и введенных в эксплуатацию еще в середине прошлого века; дефицит ресурсов для проведения полномасштабной реконструкции; отсутствие научно-обоснованных рекомендаций по разработке и осуществлению проектов реконструкции и многое другое.

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Наряду с известными подходами к решению данной проблемы одним из направлений повышения эффективности управления проектами реконструкции является формирование и реализация проектов на основе современного программного обеспечения (ПО) [6,7], используемого для обеспечения управления проектами. Выполненный анализ позволил выделить из многообразия ПО наиболее подходящие программные средства для проектов реконструкции СТ, к ним относятся: CA-SuperProject, Time Line 6.5,

Project Expert, Primavera Project Planner, SureTrak, ArtemisViews, Spider Project.

Выбор указанных программных средств основывался, прежде всего, на оценке их базовых функциональных возможностей:

- средств описания комплекса работ проекта, связей между работами и их временных характеристик;
- средств поддержки информации о ресурсах и затратах по проекту, назначении ресурсов и затрат по отдельным работам проекта;
- средств контроля за ходом выполнения проекта;
- графических средств представления структуры проекта, средств создания отчетов по проекту;
- обеспечения интеграции программных средств.

Однако каждый программный продукт, с целью обеспечения необходимой эффективности проекта, предусматривает выполнение процедуры его адаптации к предметной области. В отдельных случаях это требует дополнительной разработки методов, методик и алгоритмов, интегрируемых в известное ПО и направленных на достижение целей проекта.

Цель исследований: совершенствование методов определения потерь ресурсов, возникающих при выполнении проектов реконструкции СТ.

2. Решение проблемы

Существующие в настоящее время методы определения объемов работ, а соответственно ресурсов по проекту и их потерь не являются универсальными ввиду многообразия проектов, их функционально-целевой направленности и др. В то же время, одним из наиболее распространенных инструментов, обеспечивающих достаточную точность определения указанных показателей проекта есть структура WBS (Work Breakdown Structure) – структура декомпозиции работ, являющаяся элементом методики C/SCSC – методика освоенного объема при управлении проектами.

Для принятой WBS-структуры в проекте учет возможных потерь произведем при помощи информационной базы, синтезированной на основе проектов, выполненных ранее – артефактных проектов.

Практическая реализация проектов модернизации и реконструкции систем теплоснабжения муниципальных образований указывает на то обстоятельство, что реальная эффективность проекта по ресурсам в целом и его отдельных частей практически всегда оказывается меньшей по отношению к аналогичным показателям, полученным при разработке проекта:

$$\Xi = \sum_{i=1}^n (R_i^r) / \sum_{i=1}^n (R_i^p) > 1,$$

где R_i^r , R_i^p – потери ресурсов этапов проекта текущие и проектные, соответственно.

Данная ситуация возникает по двум причинам:

а) – величина $\sum_{i=1}^n (R_i^r)$ увеличивается из-за

изменений внешних или внутренних условий при реализации проекта;

б) – проектное значение величины $\sum_{i=1}^n (R_i^p)$

определено неверно.

Выполненный анализ реализованных проектов позволил определить основные причины возникновения потерь ресурсов, выявить их временные и комплексные составляющие, что в общем случае позволило сформировать модифицированный комбинаторный файл потерь, представляющий собой упорядоченный реестр лексикографических записей (см. табл. 1). Форма и содержание комбинаторного файла подчинена законам разработки и использования баз данных. Это обстоятельство позволяет на основе модифицированного комбинаторного файла осуществлять архивацию проектов в части учета потерь ресурсов.

Таблица 1 – Фрагмент комбинаторного файла потерь (верхний уровень иерархии)

№	Наименование проекта. Основные характеристики проекта	Основные этапы проекта	Плановая стоимость проекта	Потери ресурсов	Примечание
1	Реконструкция системы теплоснабжения г. Энгс	1. Анализ текущих показателей СТ	30000	2000	Проведение дополнительных испытаний СТ
		2. Формирование ТЭО	50000	15000	Уточнение условий на проект
		3.			

На основании комбинаторного файла потерь представляется возможным сформировать дерево потерь ресурса (рис. 1). При обобщении результатов анализа потерь установлено, что основные потери ресурса проектов реконструкции систем теплоснабжения являются независимыми и подчинены друг другу иерархически. Это обстоя-

тельство позволяет утверждать о том, что на каждом этапе жизненного цикла проекта, максимально возможная сумма потерь конкретного проекта постоянна, а движение вниз от уровня к уровню дерева потерь позволяет конкретизировать потери, определять их количественные и качественные показатели, причины возникновения и др.

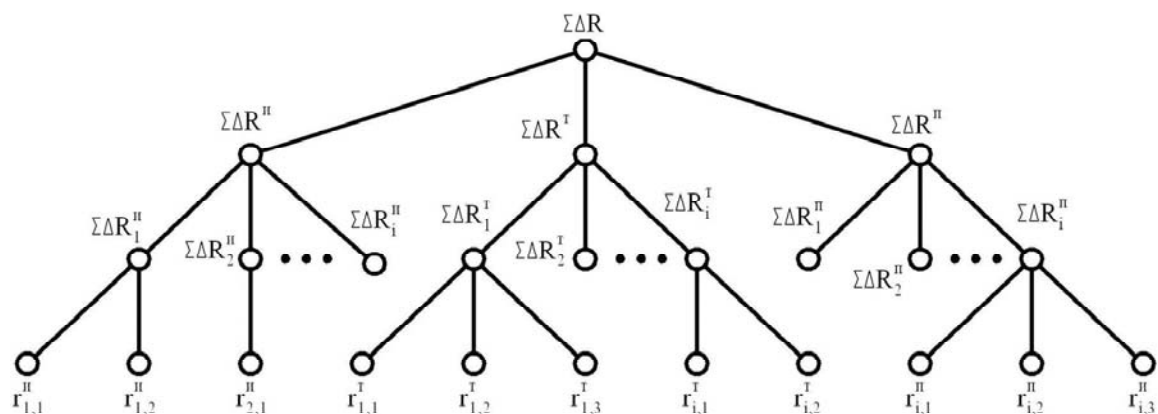


Рис. 1 – Дерево потерь ресурсов

Применительно к проектам модернизации и реконструкции систем теплоснабжения условно комбинаторный файл потерь можно разделить на комбинаторные файлы потерь источника теплоснабжения, системы транспорта энергии, потребителей энергии.

На основании анализа комбинаторного файла потерь можно определить возможные диапазоны потерь ресурсов (см. рис.2), на основании обработки которых выработать рекомендации по обоснованию численных значений корректирующих коэффициентов:

где K_i – корректирующий коэффициент на потери ресурсов;

R_i^p – значения потерь ресурсов, взятых из артефактных проектов.

При наличии достаточного числа артефактных проектов на основе комбинаторного файла потерь ресурсов возможно формирование корреляционных зависимостей потерь как функции структурно-параметрических характеристик проекта:

$$R_i^p = f(Q, N),$$

где Q – параметрические показатели СТ;

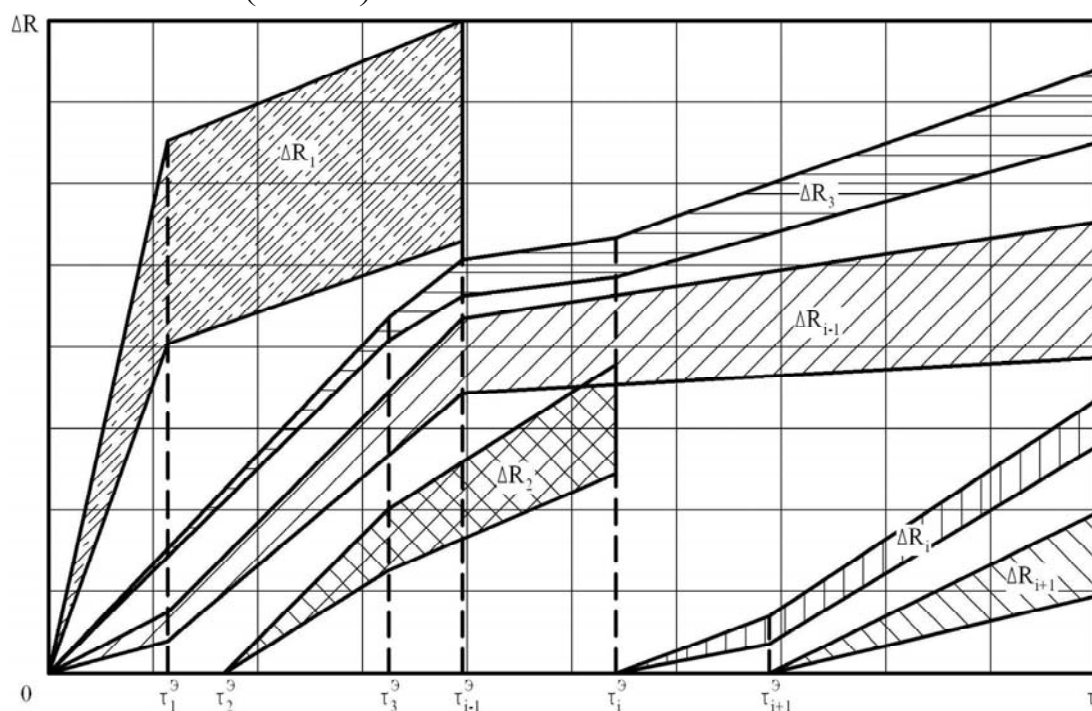


Рис. 2 – Потери ресурсов проекта реконструкции СТ

ΔR_i – диапазоны потерь i -го ресурса; τ_i^9 – временные этапы жизненного цикла проекта

N – структурные характеристики СТ.

С учетом дальнейшего совершенствования вопросов формирования модифицированного комбинаторного файла потерь его применение может быть перспективным при типизации и унификации потерь ресурсов проектов реконструкции.

Выводы

1. Разработан и предложен к применению модифицированный комбинаторный файл потерь ресурсов.

2. Использование модифицированного комбинаторного файла потерь позволяет осуществлять на его базе архивацию выполненных проектов и определять диапазон возможных потерь ресурсов.

3. Предложенный метод определения потерь ресурсов проектов реконструкции может быть интегрирован в существующее программное обеспечение.

Литература

1. Методы исследования и управления системами энергетики / Л.С. Беляев, Н.И. Воропай и др. – Новосибирск: Наука, 1987. – 374 с.

2. Дилигенский Н.В., Дымова Л.Г., Севастьянов П.В. Нечеткое моделирование и многокритериальная оптимизация производственных систем в условиях неопределенности: технология, экономика, экология. – М.: Машиностроение, 2004.

3. Серебренников Г.Г. Структурный анализ производственных систем: принципы, элементы и методы. Монография. – Тамбов. Издательство ТГТУ, 2006.

4. Макаров А.А., Мелентьев Л.А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства. – Новосибирск: Наука, 1973.

5. Энергетика России в переходный период. Проблемы и научные основы развития и управления / Под ред. А.П. Меренкова. – Новосибирск: Наука, 1996. – 359 с.

6. Арчибальд Р. Управление высокотехнологичными программами и проектами / Пер. с англ. – М.: ДМК Пресс, 2002. – 464 с.

7. Петров В.Н. Информационные системы. – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.

Поступила в редакцию 25.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Чернов С.К. Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

На основі аналізу виконаних проектів модернізації й реконструкції систем теплопостачання розроблений і запропонований до застосування модифікований комбінаторний файл втрат ресурсів. Показано, що використання модифікованого комбінаторного файлу втрат дозволяє здійснювати архівацію виконаних проектів і визначати діапазон можливих втрат ресурсів. При формуванні нових проектів реконструкції з метою забезпечення більш коректного визначення можливих втрат ресурсів запропоновано вводити корегувальні коефіцієнти. Показано перспективність застосування комбінаторного файлу втрат у теорії управління проектами реконструкції систем теплопостачання.

Based on the analysis the executed designs of modernization and redevelopment systems of a district heating the modified combinatorial file of loss resources is developed and offered to application. It is shown, that usage the modified combinatorial file of loss makes to perform archiving of the executed designs and to determine a range of possible loss resources. At creation new designs of redevelopment for the purpose of support more correct definition possible loss of resources it is proposed to apply correcting coefficients. Perspectivity application a combinatorial file loss resources in theory of project management redevelopment of systems a district heating is shown.

УДК 504.54.062.4

Я.А. Кумченко

НПП «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина

ФОТОХИМИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ СВЯЗЫВАНИЯ ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ И ДРУГИХ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ. РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНАЯ КОНЦЕПЦИЯ «КАШТУЛ»

В работе разработан нестандартный способ достижения высокой степени экологической безопасной работы углеводородной теплоэнергетики (ДВС, ГТУ, электроцентрали) при химическом связывании парниковых газов и других ядохимикатов путем фотосинтеза. При этом предполагается, что протекание химической реакции фотосинтеза проходит при быстром фотоударе от волнового источника энергии при его резонансном режиме работы — концепция «КАШТУЛ». Предложено использовать в технике тот процесс фотосинтеза, который происходит в природе при постоянной низкой температуре.

Фотоудар, резонансный режим работы, фотосинтез, химическое связывание парниковых газов, фотодинамика.

Введение

Известно, что примерно 70% загрязнений окружающей среды приходится на работу городского транспорта и других тепловых установок, работающих на углеводородах и углях. Основным загрязнителем окружающей среды, приводящим к парниковому эффекту, является CO_2 .

Согласно Киотскому протоколу каждая страна имеет квоту на выброс парниковых газов. Следовательно, у каждой из них есть прямая заинтересованность в уменьшении выброса парниковых газов.

Кроме CO_2 в атмосферу выбрасываются окислы азота NO_x , которые также влияют на окружающую среду, включая и все живое.

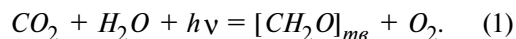
В связи с этим, значительное повышение экологической безопасности работы теплоэнергетики на углеводородах является актуальной задачей.

1. Постановка задачи

Целью данной работы является обоснование возможности химического связывания парниковых газов и других вредных веществ (NO_x , ядохимикатов, жидких радиоактивных отходов и т.д.) путем искусственного фотосинтеза. В качестве примера рассмотрим фотосинтез $CO_2 + H_2O$.

Основополагающей работой в этом плане, на наш взгляд, является исследование чл.-корр. НАНУ Белевцева Р.Я. «Термодинамика химических ре-

акций обмена веществ земными растениями в биосфере Земли» [1]. В ней автор рассматривает обмен веществ (метаболизм) зелеными растениями, который происходит через хлорофилл под влиянием света по реакции



В таблице этой работы представлены химические реакции метаболизма растениями при нормальных условиях с соответствующим образом выведенными термодинамическими параметрами.

Однако в работах [2-4] показано, что при фотохимических реакциях (фотокатализ, фотосинтез, фотодеструкция) их волновая энергия не тратится на разогрев всей молекулы, а экономно расходуется только на разрыв (фотодеструкцию) силовых связей и на образование новых веществ. При этом на протекание таких быстрых реакций без непроизводительного нагрева самих атомов потребляется волновой энергии на порядки меньше по сравнению с традиционными условиями их реализации. Для окончательной убедительности в возможности протекания фотохимических реакций со значительным понижением их активационного барьера укажем на работу центра фотохимии РАН под характерным названием: «Механизм протекания элементарных актов фотохимической деструкции в нанослое поверхности целлюлозы при комнатной температуре» [5].

Как вывод из сказанного, можно авторитетно утверждать, что при протекании фотосинтеза в живой природе с набором биомассы аналогом всех тепловых энергий, приведенных в таблице 1, является волновая энергия различных частот и интенсивностей при комнатной температуре.

То есть, природа намного экономней человека в своей созидательной деятельности и использует волновую энергию окружающей среды только в виде фотохимических реакций. Именно при организации фотохимических реакций волновая энергия производительно тратится на те процессы, которые протекают в природе, в том числе и в организме человека, ($t = 36,6^\circ\text{C}$).

Организация таких процессов является сутью фотохимического механизма связывания вредных веществ.

2. Фотодинамика и решение поставленной задачи

Автор данной статьи, развивая резонаторно-резонансную модель силовых взаимодействий, в частности, при рассмотрении протекания фотохимических реакций пришел к обоснованному, на наш взгляд, выводу, что законы термодинамики для них не применимы. В самом деле, те химические реакции, которые происходят при значительном количестве выделившегося (поглощенного) тепла с реализацией высоких температур, в живой природе протекают при нормальных условиях. Как же разрешить это кажущееся несоответствие? Ответ на это противоречие очень прост — природа, окружающая человека, «работает» в резонансном режиме поглощения-излучения. Именно в резонансном режиме фотохимические реакции протекают при комнатной температуре, протекая в пространстве, которое на резонанс откликается. Таким пространством и является межуатомное силовое поле, при воздействии на которое и происходит фотодеструкция первичных продуктов с последующим фотосинтезом конечных химических соединений без непродуктивных затрат энергии на нагрев всего объема молекул.

Подводя итог сказанному, можно записать первый закон фотодинамики в виде:

$$\Delta W_{\text{волн.}} = A_{\text{пол.}} + \Delta U, \quad (2)$$

где $\Delta W_{\text{волн}}$ — подведенная волновая энергия, необходимая для протекания фотохимической реакции,

$A_{\text{пол}}$ — выполненная полезная работа, например, по фотодеструкции исходного вещества или фотосинтезу конечных продуктов,

ΔU — изменение внутренней энергии.

Как известно, в термодинамике $\Delta U \sim \Delta T$. При фотохимических реакциях $\Delta T = 0$, т.е. перепад температур отсутствует. Но в величину ΔU входят энергии колебательного и вращательного движений электронов в их оболочках. То есть в величину ΔU входит только электронная составляющая соответствующих атомов, радикалов и т.д. Тогда уравнение (2) принимает вид:

$$\Delta W_{\text{волн}} = A_{\text{пол}} + \Delta U_{\text{волн}}, \quad (3)$$

$\Delta U_{\text{волн}}$ — изменение волновой энергии электронов, участвующих в процессе протекания фотохимических реакций без непроизводительного нагрева атомов.

Известно, что протекание химических реакций проходит как с выделением тепла, так и с его поглощением из окружающей среды. То есть протекание химических реакций, в том числе и фотохимических, происходит как открытой системы с обменом энергией с окружающей средой. Тогда первый закон фотодинамики принимает следующее выражение:

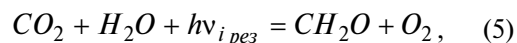
$$\Delta W_{\text{волн}} = A_{\text{полн}} \pm \Delta U_{\text{волн}}, \quad (4)$$

где знак «+» относится к излучению энергии в окружающее пространство, а знак «-» — к поглощению энергии.

Дальнейший анализ формулы (4) будет продолжен в следующих наших публикациях.

А теперь вернемся к решению поставленной задачи фотохимического связывания, например, парниковых газов с целью значительного увеличения экологической безопасности работы теплагрегатов.

Известно, что именно при резонансе происходит максимальное поглощение волновой энергии. То есть максимальное поступление волновой энергии в систему $\Delta W_{\text{волн}}$ носит резонансный характер. Тогда вполне правомерно записать уравнение (1) для искусственного фотосинтеза в виде:



где $\nu_{i\text{рез}}$ — резонансные частоты фотодеструкции (диссоциации) H_2O и CO_2 на промежуточные продукты.

Например, в работе [5] отмечается, «что при воздействии разрядов на жидкости в последних происходят структурные изменения, приводящие к образованию продуктов и полупродуктов с уникальными свойствами, которые невозможно получить традиционными методами, а также к глубокой деструкции токсичных органических и неорганических соединений, содержащихся в растворах».

То есть не нагревая раствор CO_2 в воде, мы можем путем ввода в среду нетепловой волновой энергии именно в резонансном режиме связать парниковый газ CO_2 фотохимическим способом с получением безвредных конечных продуктов.

Отметим, что таким же резонансным фотохимическим способом можно связать NO_x и другие вредные вещества.

Нами были проведены предварительные работы с раствором CO_2 в воде. При одночасовом вводе волновой энергии длиной волны порядка 4,5 мк и после семичасового отстоя в воде появился осадок.

Выводы

1. Организация фотохимического связывания вредных продуктов выброса, на наш взгляд, носит перспективный характер.

2. Таким же способом можно проводить деструкцию ядохимикатов, переводя их продукты разложения в нейтральное состояние.

Литература

1. Белевцев Р.Я. Термодинамика химических реакций обмена веществ зелеными растениями в биосфере Земли, // Докл. НАНУ, № 11, 2000, — С. 157-162.

2. Кумченко Я.А. Резонаторная природа разрушения (деструкции) энергоаккумулирующих веществ с извлечением химически активных составляющих в качестве топлива для тепловых энергоустановок, // Авиац.-косм. техника и технологии, № 8/24, 2005, Харьков, — С. 77-80.

3. Кумченко Я.А. Нетепловой резонаторно-резонансный способ гетерогенного фотокатализа процесса диссоциации (разрушения) ЭАВ с целью получения водорода в качестве горючего для экологически безопасных (безуглеродных) энергоустановок. // Авиац.-косм. техника и технология, № 10/36, 2006, Харьков, — С. 78-81.

4. Кумченко Я.А. Основной пространственно-временной принцип физикохимии получения нестандартных топлив и его основополагающая роль при анализе энергетической эффективности этих процессов. Резонаторно-резонансная концепция «КАШТУЛ» //Авиац.-косм. техника и технология, № 7/43, 2007, Харьков, — С. 36-40.

5. Кравченко А.В. и др. О некоторых реакциях, протекающих при люминесцентном электролизе. // Докл. НАНУ, № 7, 1996, — С. 115-120.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р хим. наук, проф. К. А. Мельников, ДГАУ, г. Днепропетровск.

В роботі розроблено нестандартний спосіб досягнення високого ступеню екологічної безпеки роботи вуглеводної теплоенергетики (ДВС, ГТУ, електроцентралі) при хімічному зв'язуванні парникових газів та інших отрутохімікатів шляхом фотосинтезу. При цьому припускається, що протікання хімічних реакцій фотосинтезу проходить при швидкому фотоударі від хвильового джерела енергії при його резонансному режимі роботи — концепція «КАШТУЛ». Запропоновано використовувати в техніці той процес фотосинтезу, який проходить в природі при постійній низькій температурі.

In the work there is elaborate nonstrandard way of achieve of hight degree ecology security of carbon—hydrogen heatenergetic work (EIB, GTP, electric centre) at chemistry tieing up of hotbed gases and other toxic cemistry substances by photosynthesis. At this is supposed that proceed of photosynthesis cemistry reaction at quickly photothrust from wave source of energy attached to resonance work conditions — «KASHTYL» conception. It is proposed to use at technique that process of photosynthesis,that takes place in nature at constant low temperature.

УДК 621.577

Н.И. Радченко, Д.В. Коновалов**Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Украина****ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ТРАНСФОРМАЦИИ ХОЛОДИЛЬНОГО
ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ЦИКЛА В ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИЙ
НА ОСНОВЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА**

Проанализирована возможность повышения эффективности парокomppressorных холодильных машин за счет сокращения работы сжатия путем увеличения давления в рабочем цикле с помощью термопрессора. При этом использован газодинамический эффект, состоящий в повышении давления парового потока в результате испарения мелкодисперсной жидкости, впрыскиваемой в перегретый паровой поток, предварительно ускоренный до скорости, близкой скорости звука. В случае недостаточного перегрева парового потока его температура может быть повышена путем подвода теплоты от внешних источников, например сбросной теплоты.

Парокomppressorная холодильная машина, термопрессия, пар, ускорение, скорость звука, впрыск жидкости, испарение.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Снижение температуры кипения хладагента t_0 приводит к увеличению степени повышения давления (степени сжатия) в компрессоре [1, 2] и снижению коэффициента подачи одноступенчатого компрессора. Так, например, при степени сжатия $\pi = 25$ коэффициент подачи примерно равен нулю, с другой стороны двухступенчатое сжатие в компрессорах со степенью повышения давления $\pi = 5$ позволяет получить общий коэффициент подачи $\lambda = 0,5$.

Снятие перегрева после компрессора ступени низкого давления значительно снижает температуру после сжатия в компрессоре, уменьшает работу цикла и при этом растет холодильный коэффициент. К тому же снижение температуры за компрессором низкого давления улучшает смазку компрессора и позволяет исключить водяное охлаждение цилиндров [2, 3].

Переход от одноступенчатого сжатия в холодильном цикле к двухступенчатому позволяет снизить температуру за ступенью низкого давления и увеличить холодильный коэффициент ϵ . Для аммиачных холодильных машин увеличение ϵ составляет 15...20% [2].

При двухступенчатом сжатии расход электроэнергии всегда меньше, чем при одноступенчатом, однако, установки, работающие по такому циклу дороже в изготовлении и сложнее в экс-

плуатации. Поэтому переход к двухступенчатому сжатию целесообразен при $\pi > 9$, когда экономия электроэнергии превышает затраты на более сложную установку [1–3].

В настоящее время на судах рыбопромыслового флота получили распространение двухступенчатые парокomppressorные холодильные машины с полным промежуточным охлаждением пара в промежуточном сосуде [2, 3]. В таких установках пар за ступенью компрессора низкого давления охлаждается заборной водой в промежуточном охладителе.

Перспективным является замена промежуточного охладителя на струйный аппарат на основе газодинамического эффекта. Такой аппарат получил название термопрессора. Эффект термопрессии заключается в повышении давления и значительном снижении температуры при впрыске жидкости в поток газа (пара), движущегося с околосвуковой скоростью. В работах [4–6] рассматривалось использование газодинамического эффекта для целей охлаждения отходящих газов двигателей. Известны также работы, посвященные высокоскоростному охлаждению в двухступенчатых холодильных машинах [7, 8]. Однако, применение этого эффекта для увеличения давления с целью снижения затрат работы в компрессорах холодильных машин ранее не рассматривалось.

В работах [4, 5] показано, что чем больше снижение температуры перегретого пара имеет мес-

то в термопрессоре, тем больше повышение давления и такое повышение может достигать 20% [4].

В то же время на судах имеют место значительные потери теплоты в дизельных энергетических установках: температура уходящих после утилизационных котлов — около 180 °С; наддувочного воздуха — 140...220 °С в зависимости от степени повышения давления наддувочного агрегата; охлаждающей цилиндры двигателя воды — 90...120 °С [9, 10].

Применение дополнительного перегрева пара за ступенью низкого давления за счет теплоты вторичных энергетических ресурсов дизельных установок с последующим полным его снятием в термопрессоре может повысить давление пара за ступенью низкого давления и исключить из схемы установки холодильной машины промежуточный охладитель. Дополнительное повышение давления позволит уменьшить работу компрессора, а значит дополнительно увеличить энергетическую эффективность холодильного цикла — холодильный коэффициент ϵ .

Таким образом, целью данного исследования является оценка целесообразности перехода на теплоиспользующий холодильный цикл на основе газодинамического эффекта.

2. Анализ результатов исследования

Очевидно, что термопрессор целесообразно устанавливать сразу за ступенью низкого давления, вместо промежуточного водяного охладителя. Перегрев пара за компрессором здесь составляет порядка 100 °С для холодильных машин, работающих на аммиаке [2]. Применение дополнительного перегрева от вторичных энергоресурсов (ВЭР), например судовых энергетических установок, позволит поднять температуру перегрева пара за компрессором до 150 °С. Принципиальная схема и цикл такой установки приведены на рис. 1.

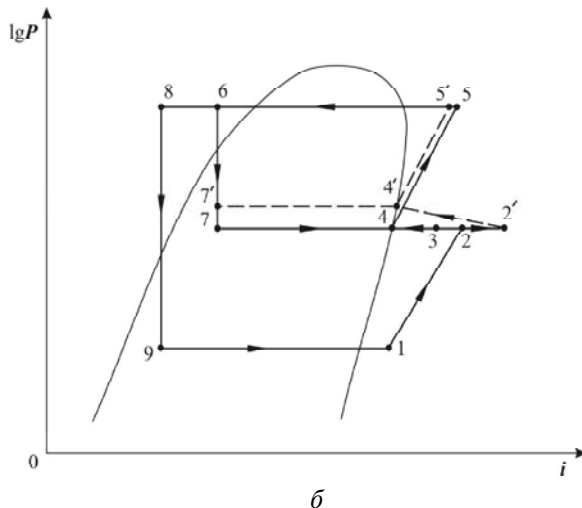
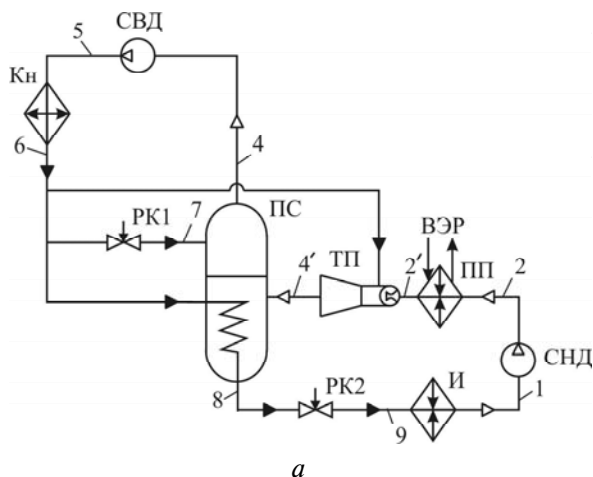


Рис.1. Принципиальная схема и цикл двухступенчатой холодильной машины с комбинированным использованием термопрессора:

СВД — ступень высокого давления; СНД — ступень низкого давления; Кн — конденсатор; РК1, РК2 — регулирующие клапаны первой и второй ступени; ПС — промежуточный сосуд; И — испаритель; ТП — термопрессор; ПП — пароперегреватель

Установка работает следующим образом: выходящая из конденсатора Кн жидкость разделяется на два потока: первый поступает в змеевик промежуточного сосуда ПС и переохлаждается (процесс 6—8); второй дросселируется (процесс 6—7') в РК1 до промежуточного давления $P_{пр}$, и парожидкостная смесь поступает в ПС. Переохлажденный хладагент дросселируется (процесс 8—9) в РК2, кипит и перегревается в испарителе И (процесс 9—1) и адиабатно (процесс 1—2) сжимается в компрессоре СНД. Далее в традиционных двухступенчатых холодильных машинах пар охлаждается в промежуточном охладителе ПО (процесс 2—3) заборной водой до температуры, равной температуре конденсации t_k , и затем поступает в ПС, где охлаждается до промежуточной температуры $t_{пр}$ (процесс 4—3) за счет выкипания части жидкости, поступившей через РК1. Применение термопрессора ТП позволяет исключить из схемы ПО. Однако для дополнительного увеличения давления необходимо обеспечить больший перегрев пара после СНД. Этого возможно достичь за счет включения после СНД и перед ТП пароперегревателя ПП (процесс 2—2'), в котором используется теплота ВЭР энергетической установки. После ПП пар охлаждается в термопрессоре ТП до температуры насыщения. Охлаждение осуществляется за счет впрыскивания в рабочую камеру термопрессора жидкости после конденсатора. Охлаждение характеризуется значительным повышением давления пара (процесс 2'—4'). Компрессор СВД отсасывает из ПС пар, адиабатно сжимает его (процесс 4'—5') и подает в конденсатор, где хладагент конденсируется и переохлаждается (процесс 5'—6).

Энергетическая эффективность двухступенчатого цикла определяется холодильным коэффициентом:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{СНД}} + N_{\text{СВД}}},$$

где Q_0 – холодопроизводительность, кВт;
 $N_{\text{СНД}}$, $N_{\text{СВД}}$ – мощности компрессоров ступени низкого и высокого давлений, кВт.

Расчет работы термодвигателя осуществлялся согласно методикам, приведенным в [5, 11, 12], температура конденсации t_k хладагента (аммиак) принималась равной 35°C , а относительная длина рабочей камеры $L/D = 3$.

Анализ работы установки (рис.2) при температурах кипения в испарителе $t_0 = -40; -35; -30^\circ\text{C}$, показывает, что при перегреве после компрессора СНД $\Delta t_{\text{пер}} = 120...150^\circ\text{C}$, характерном для аммиачных машин, уменьшение мощности привода компрессора составит $\Delta N = 4...10\%$, с соответствующим увеличением ε на $3...6\%$.

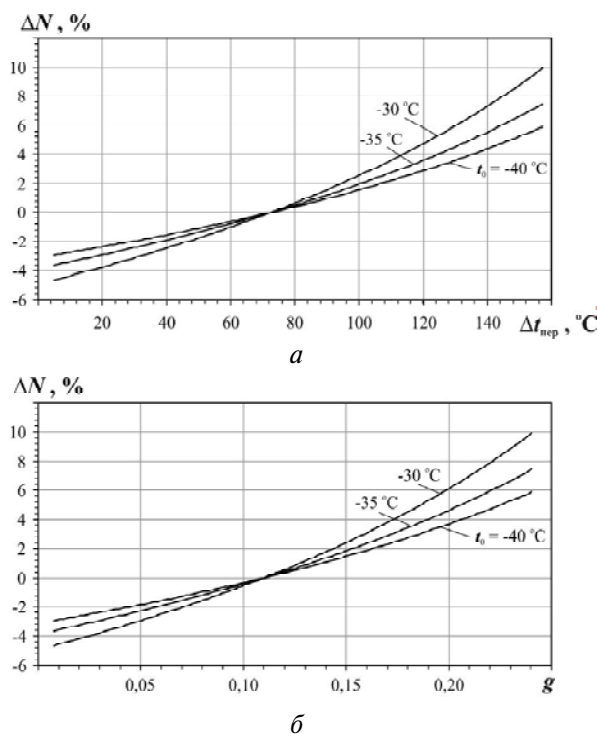


Рис. 2. Зависимости уменьшения мощности компрессора СНД ΔN от снимаемого перегрева $\Delta t_{\text{пер}}$ и доли впрыскиваемой жидкости g при различных температурах кипения в испарителе t_0

Наблюдается, что чем выше температура кипения в испарителе, тем больше уменьшение ΔN . Так, при $t_0 = -30^\circ\text{C}$ увеличение ΔN составит 8% , а при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ – 4% , что в два раза меньше. Расход жидкости на впрыскивание при этом составляет $g = 18...25\%$.

Выводы

1. Применение термодвигателя и дополнительного перегревателя пара вместо промежуточного охладителя в двухступенчатой холодильной машине обеспечивает снижение мощности привода компрессора СНД на $4...10\%$.

2. Применение термодвигателя для повышения давления после компрессора СНД целесообразно при больших перегревах пара хладагента $\Delta t_{\text{пер}} > 120^\circ\text{C}$.

3. Предложено схемное решение использования теплоты ВЭР в пароконденсаторной холодильной машине с целью повышения ее энергетической эффективности.

Литература

- Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
- Судовые холодильные установки / под ред. Ю.В.Захарова. – Л.: Судостроение, 1986 – 256 с.
- Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наукова думка, 2000. – 608 с.
- Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термодвигателя // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – вып. 147. – с. 25–30.
- Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. Л.: Наука, 1977. – 200 с.
- Spoonley P. Technological and social changes into the third millennium and the impact on refrigeration // International Journal of refrigeration. – 2001. – No. 7, Vol. 24. – P. 593–602.
- Живица В.И. Промежуточные охладители с термодвигателем для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С.18–20.
- Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24–28.
- Коршунов Л.П. Утилизация тепла на судах флота рыбной промышленности. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 232 с.
- Артемов Г.А., Горбов В.М. Судові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМУ, 2002. – 356 с.
- Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
- Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков. – М.:Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Живица В.И., Одесская государственная академия холода.

Проаналізовано можливість підвищення ефективності парокомпресорних холодильних машин за рахунок скорочення роботи стискання шляхом збільшення тиску в робочому циклі за допомогою термопресора. При цьому застосовано газодинамічний ефект, який полягає в підвищенні тиску парового потоку в результаті випаровування дрібнодисперсної рідини, уприскуваної в перегрітий паровий потік, попередньо прискорений до швидкості, близької швидкості звуку. У разі недостатнього перегріву парового потоку його температура може бути підвищена шляхом підведення теплоти від зовнішніх джерел, наприклад скидної теплоти.

The possibility of increasing the efficiency of vapour compression refrigeration machine due to reducing the compression work by arising the pressure in the working cycle with the help of thermopressor is analyzed. With this the gas-dynamic effect, consisting in increasing the pressure of vapour stream due to the evaporation of high dispersed liquid, injected into superheated vapour stream, accelerated to the velocity, closed to the sonic value, is employed. In the case of inadequate vapour stream superheating its temperature can be increased by intaking the heat from external sources, for example exhaust heat.

УДК 621.577

В.В. Горин, Н.И. Радченко, А.Н. Сапармамедов**Национальный университет кораблестроения им. адмирала
Макарова, Украина****ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ КОНДИЦИОНЕРОВ ДЛЯ
СУДОВ**

Проанализирована эффективность испарительного охлаждения в конденсаторах воздушного охлаждения кондиционеров на базе парокompрессорных и теплоиспользующих холодильных машин. Показана целесообразность использования для этих целей конденсата, отводимого в процессе охлаждения влажного воздуха в воздухоохладителях кондиционеров. Рассмотрено схемное решение теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха, утилизирующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями газотурбинных двигателей. Предложено использование таких установок в системах кондиционирования воздуха на судах.

Кондиционер, охлаждение воздуха, хладагент, теплоиспользующая холодильная машина, уходящие газы, испарительный конденсатор.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В парокompрессорных холодильных машинах, в том числе и кондиционеров, теплота, отведенная от охлаждаемой среды, например воздуха, подаваемого в обитаемые и другие охлаждаемые помещения, а также эквивалентная работе сжатия компрессора (за вычетом теплоотвода в окружающую среду) отводится в окружающую среду в конденсаторах. От тепловой эффективности конденсаторов и соответствующей разности температур между охлаждающей средой (заборной водой или наружным воздухом) и конденсирующимся хладагентом (температурой конденсации) во многом зависят энергетические потери в холодильном цикле от внешней необратимости и, в конечном счете, эффективность холодильных машин в целом. Так, каждый градус понижения температуры конденсации (температуры охлаждающей конденсатор среды) приводит к увеличению холодильного коэффициента на 2...3%. Проблема повышения эффективности работы конденсаторов особенно остро стоит в случае использования в качестве охлаждающей среды наружного воздуха, например на судах с динамическими принципами поддержания (судах на воздушной подушке и подводных крыльях, скоростных катамаранах). Предварительное охлаждение наружного воздуха с помощью градиент, обычное для наземной практики эксплуатации, не нашло применения на судах. В стационарных холодильных установках широкое при-

менение нашли конденсаторы испарительного типа — с форсуночным распылом воды в воздушном потоке.

Технологии мелкодисперсного распыла воды достаточно отработаны в энергетических установках, особенно на базе газотурбинных двигателей (ГТД) с испарительным охлаждением воздуха на входе компрессоров [1–4]. Так, контактное предварительное охлаждение воздуха с помощью так называемой WAC-системы (water atomization cooling), представляющей собой форкамеру с форсунками для распыла воды, применяется в ГТД фирмы «Hitachi Thermal Power Systems» [5]. Испарительное охлаждение воздуха на входе компрессоров широко используется в ГТД ведущих в области газотурбостроения фирм «General Electric», «Alstom», «Siemens/Westinghouse», «Mitsubishi» [1–5].

В результате испарительного охлаждения температуру воздуха можно уменьшить на 515 °С в зависимости от его температуры и относительной влажности [3, 4].

Особенно сильно температура охлаждающего конденсаторы воздуха сказывается на энергетической эффективности теплоиспользующих кондиционеров, поскольку в зависимости от типа их холодильной машины (абсорбционная, эжекторная, турбокомпрессорная) в конденсаторах может отводиться количество теплоты в 24 раза превышающее тепловые нагрузки конденсаторов парокompрессорных холодильных машин.

2. Анализ результатов исследования

С целью исключения всевозможных отложений на теплообменной поверхности конденсатора и засорения форсунок необходимо применять пресную воду, а в судовых условиях — дистиллированную, например конденсат, отводимый в процессе охлаждения (с осушением) влажного воздуха в воздухоохладителях кондиционеров. Результаты расчета количества конденсата G_w , отводимого в кондиционерах на базе пароконденсаторных холодильных машин в течение часа в процессе охлаждения кондиционируемого воздуха с начальной температурой $t_{B1}=35^\circ\text{C}$ в зависимости от его относительной влажности ϕ при расходах $G_B = 1; 4$ и 8 кг/с (соответственно количествах отводимой от воздуха теплоты, т.е. холодопроизводительности кондиционера, $Q_0 = 16; 65$ и 130 кВт) представлены на рис. 1. При этом в зависимости от величины ϕ воздух охлаждается до температуры $t_{B2}=25...30^\circ\text{C}$ (меньшей величины ϕ соответствует и меньшее значение t_{B2}).

Как видно, при охлаждении влажного воздуха в воздухоохладителе на $5...10^\circ\text{C}$ доля отводимого конденсата составляет $0,3...0,4\%$ расхода воздуха, чего не достаточно для снижения температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха до точки росы ($0,5...1,0\%$), т.е. реализации максимального эффекта испарительного охлаждения. С целью увеличения количества получаемого конденсата необходимо более глубокое охлаждение воздуха в воздухоохладителе. Поскольку процесс охлаждения влажного воздуха в воздухоохладителе в диаграмме $d-I$ (влажность-энтальпия влажного воздуха) представляют обычно прямой линией [6], то с увеличением разности температур воздуха $t_{B1} - t_{B2}$, например в 24 раза, пропорционально возрастет и количество выпадающего из него конденсата, которого окажется вполне достаточно для снижения температуры охлаждающего конденсатор воздуха на $5...10^\circ\text{C}$.

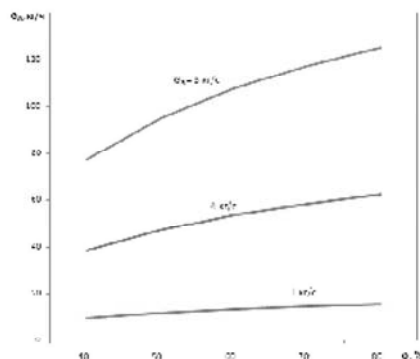


Рис.1. Количество конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения воздуха в воздухоохладителях кондиционеров с начальной температурой $t_{B1}=35^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ при разных расходах воздуха G_B

Как отмечалось, температура охлаждающего конденсатор воздуха особенно сильно сказывается на кондиционерах на базе теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), которые отличаются сравнительно небольшой разностью температур конденсации и кипения хладагента $t_k - t_0$, что предопределяет сильное влияние t_k на эффективность холодильных циклов. В качестве ТХМ выбрана эжекторная ТХМ (ЭТХМ), которая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации [7]. Схема установки кондиционирования воздуха на базе ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха ГТД, представлена на рис. 2. Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения в генераторе паров хладагента высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров хладагента низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе.

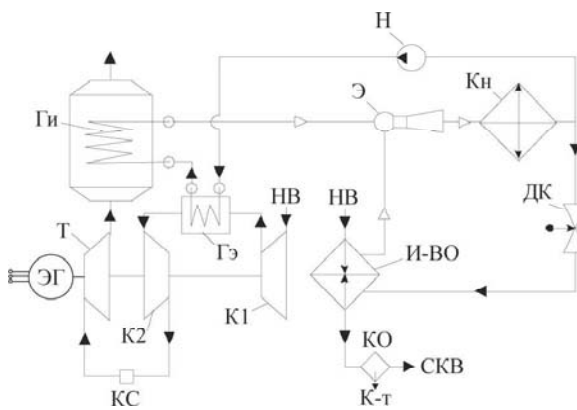


Рис. 2. Схема установки кондиционирования воздуха на базе ЭТХМ: G_n и G_z — испарительная и экономайзерная секции генератора паров хладагента; Э — эжектор; Кн — конденсатор; Н — насос; ДК — дроссельный клапан; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; К1 и К2 — компрессоры; Т — турбина; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; КО — каплеотделитель; НВ — наружный воздух

Эжекторная ТХМ работает следующим образом. Жидкий хладагент после конденсатора делится на два потока: первый — подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от сжатого компрессором К1 воздуха и уходящих газов ГТД, а второй — дросселируется в дроссельном клапане и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от воздуха, подаваемого в систему кондиционирования воздуха (СКВ). Эжектор совмещает функции детандера

паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

В качестве хладагентов для ЭТХМ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающие достижение приемлемых тепловых коэффициентов $\zeta = Q_0/Q_T$, представляющих собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха в испарителе) к количеству теплоты Q_T , подведенной в генераторе к кипящему хладагенту высокого давления от уходящих газов и сжатого воздуха ГТД.

Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе t_T и испарителе t_0 и конденсации t_K (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха): возрастает с повышением t_T и t_0 и уменьшением t_K (температуры охлаждающего наружного воздуха).

На рис. 3 представлены зависимости теплового коэффициента ζ ЭТХМ от температуры конденсации t_K хладагента при разных температурах его кипения в генераторе t_T и в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$. В качестве хладагента применен озонобезопасный хладон R142B.

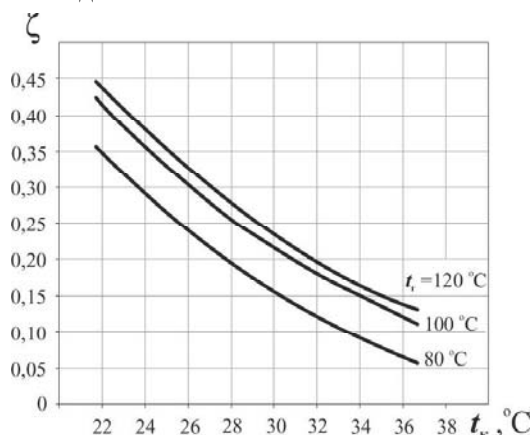


Рис. 3. Тепловые коэффициенты ζ эжекторной ТХМ в зависимости от температуры конденсации t_K хладагента R142B при разных температурах кипения в генераторе t_T и в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$

Как видно, тепловой коэффициент ζ с повышением t_K существенно снижается. Это говорит о необходимости предварительного снижения температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха, например путем впрыскивания в него конденсата, отводимого в свою очередь в процессе охлаждения влажного воздуха в испарителе-воздухоохладителе.

Результаты расчета количества конденсата G_w , отводимого в течение часа в процессах глубокого охлаждения воздуха в испарителе-воздухоохладителе ЭТХМ от начальной его температуры

$t_{B1} = 45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{B2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности воздуха ϕ на входе в испаритель-воздухоохладитель при его расходах $G_B = 0,5; 1,0$ и $2,0$ кг/с представлены на рис. 4.

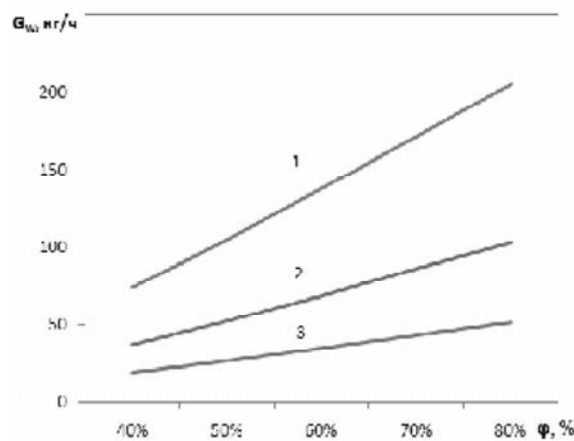


Рис. 4. Количество конденсата G_w , отводимого в воздухоохладителях кондиционеров на базе ЭТХМ в процессе охлаждения воздуха от начальной температуры $t_{B1}=45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{B2}=15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ при расходах воздуха G_B :
1— $G_B=2,0$ кг/с; 2— $G_B=1,0$ кг/с; 3 — $G_B=0,5$ кг/с

Как видно, количество конденсата, получаемого в процессе охлаждения воздуха в воздухоохладителе кондиционера, составляет 0,5...3,0 т/сутки и более в зависимости от расхода воздуха G_B (холодопроизводительности кондиционера). Этот конденсат целесообразно использовать для испарительного охлаждения наружного воздуха, подаваемого на охлаждение конденсатора, что позволит снизить температуры охлаждающего воздуха и соответственно конденсации t_K на 51°C и, следовательно, увеличить тепловой коэффициент ζ в 1,5...2 раза (рис. 3).

Дополнительное количество конденсата может быть также получено в процессе промежуточного охлаждения сжатого воздуха ГТД между компрессорными ступенями (рис. 2). При этом теплота сжатого воздуха после компрессора низкого давления используется для нагрева жидкого хладагента, подаваемого насосом из конденсатора ЭТХМ в экономайзерную секцию генератора паров хладагента высокого давления.

Значения удельной холодопроизводительности q_0 теплоиспользующего кондиционера, проходящейся на единичный расход источника сбросной теплоты (уходящих газов и сжатого воздуха ГТД на рис. 2) и теплового коэффициента ζ в зависимости от температуры кипения хладагента в генераторе t_T при температуре его кипения в испарителе-воздухоохладителе $t_0=0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_K=35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 5.

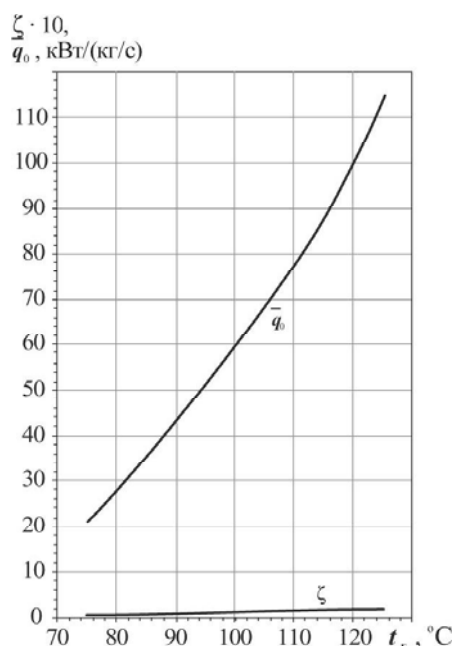


Рис. 5. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха и удельной холодопроизводительности от $\bar{q}_0$ температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

При этом температура уходящих газов на входе генератора принималась равной 550°C , а тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_g , испарителе t_0 и конденсации t_k согласно рис. 3.

При этом температура уходящих газов на входе генератора принималась равной 550°C , а тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_g , испарителе t_0 и конденсации t_k согласно рис. 3.

Как видно, в характерном для теплоиспользующих кондиционеров диапазоне температур кипения хладагента в генераторе $t_g = 80...120^\circ\text{C}$ величина удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0$ составляет $60...100$ кВт/(кг/с). Чтобы получить абсолютное значение холодопроизводительности Q_0 , кВт, необходимо ее удельную величину $\bar{q}_0$ умножить на расход источника сбросной теплоты (уходящих газов и сжатого воздуха ГТД). Так, например, при расходах уходящих газов ГТГ $1,0$ кг/с холодопроизводительность кондиционера, использующего их теплоту, составит $Q_0 = 60...100$ кВт, т.е. величину, соответствующую холодопроизводительности центральных кондиционеров.

Выводы

1. Применение предварительного испарительного охлаждения наружного воздуха в конденсаторах воздушного охлаждения обеспечивает повышение холодильного коэффициента пароконденсаторных кондиционеров на $10...20\%$ и теплового коэффициента теплоиспользующих кондиционеров более чем на 50% . При этом для снижения температуры наружного воздуха, охлаждающего конденсатор, целесообразно использовать конденсат, отводимый в процессе охлаждения влажного воздуха в воздухоохладителях кондиционеров.

2. Кондиционеры, использующие теплоту уходящих газов судовых ГТГ, вполне могут использоваться в качестве центральных кондиционеров судовых систем комфортного и технологического кондиционирования воздуха.

Литература

1. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.
2. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30560. — 15 p.
3. Nixdorf M., Preliceanu A., Hein D. Thermoeconomic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30561. — 10 p.
4. Cataldi G., Guntner G., Matz C. and co. Influence of high fogging on gas turbine engine operation and performance // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004. — Paper GT2004-53788. — 11 p.
5. http://www.hitachi.co.jp/Div/hitachi_tps/combinedcycle/wac.html
6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — СПб.: Судостроение, 1994. — 504 с.
7. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. — 2007. — № 3. — С. 135–139.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Живица В.И., Одесская государственная академия холода.

Проаналізовано ефективність випарного охолодження в конденсаторах повітряного охолодження кондиціонерів на базі парокомпресорних і тепловикористовуючих холодильних машин. Показана доцільність використання для цих цілей конденсату, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря в повітроохолоджувачах кондиціонерів. Розглянуто схемне рішення тепловикористовуючої установки кондиціонування повітря, яка утилізує теплоту відхідних газів і стисненого повітря між компресорними ступенями газотурбінних двигунів. Запропоновано використання таких установок в системах кондиціонування повітря на судах.

The efficiency of evaporative cooling in air cooled condensers of conditioners on the base of vapour compression and waste heat recovery refrigeration machines has been analyzed. The expediency of using the condensate extracted in process of cooling the moisture air in air coolers of conditioners for these purposes is shown. The scheme decision of waste heat recovery air conditioning plant recovering the heat of exhaust gases and compressed air between compressor stages of gas turbines is discussed. The application of such plants in air conditioning systems for ships has been proposed.

УДК 515.2

М.О.Ходак, О.А.Вишневський, Т.С.Панкратова

Національний авіаційний університет, м.Київ, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ОБВОДІВ ПОВІТРОЗАБІРНИКІВ АВІАЦІЙНИХ ГТД ГІПЕРБОЛО-ЕЛІПТИЧНИХ ФОРМ ЗА ЇХ ГАБАРИТНИМИ РОЗМІРАМИ

В роботі розглядається графоаналітичний алгоритм розробки математичної моделі для визначення площ перерізів каналових поверхонь повітрозабірників (ПЗ) авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) з обводами гіперbolo-еліптичних форм першого порядку гладкості: перевагою отриманої моделі є те, що вона дозволяє проводити розрахунки площ обводів гіперbolo-еліптичних форм і відтворювати їх зображення на комп'ютері за наперед заданими їх габаритними розмірами. При застосуванні сучасних комп'ютерних інформаційних технологій (КІТ) розроблена модель передбачає проведення обчислювального експерименту по дослідженню впливу характерного геометричного параметру обводу на величину його площі з побудовою відповідних графіків, що прискорює вирішення питань по оптимальному вибору геометричних розмірів обводу (ПЗ), на управління його формою.

Повітрозабірники авіаційних ГТД, площі обводів, моделювання, габаритні розміри, алгоритм.

1. Загальна постановка проблеми та її зв'язок з науково-практичними задачами

Питанням проектування, розрахунку, геометричного моделювання (ГМ) обводів аеродинамічних поверхонь літальних апаратів (ЛА) завжди приділялась достатня увага багатьох вчених і спеціалістів в різний час. Відтворювати аеродинамічні обводи є основою з точки зору подальшого проектування всіх інших технологічних процесів виробництва ЛА в цілому і його окремих конструкцій [1]. Компонентами CALS-концепції являються системи CAD/CAE/CAM/PDKM. Буквальний переклад аббревіатури програмних продуктів виглядає відповідно: «проектування з допомогою комп'ютера», «інжиніринг з допомогою комп'ютера», «виробництво з допомогою комп'ютера», «управління даними виробу» [2-7].

Профілювання зовнішнього обводу ПЗ повинно забезпечити ЛА мінімальний лобовий опір, а оптимальне профілювання внутрішніх обводів характерних перерізів (ХП) повітряного каналу повинно забезпечувати високі значення коефіцієнта відновлення повного тиску ($\sigma_{вч} = 0,97...0,98$) і рівномірне поле швидкостей на вході в компресор ГТД, що досягається за рахунок безвідривного протікання повітря в його каналовій поверхні, і, в першу чергу, за рахунок гладкості внутрішніх обводів цих поверхонь, які складають основу конструкцій каналових поверхонь ПЗ [8].

2. Огляд публікацій та аналіз невирішених проблем

В загальному вигляді обводи як внутрішніх, так і зовнішніх форм ЛА і повітрозабірників ГТД мають складні геометричні форми, але більшість з них піддаються геометричному моделюванню кривими другого порядку (КДП), а тому метод КДП в літакобудуванні знайшов широке застосування [1,4]. Не досліджені питання оптимального ГМ кривих поверхонь на основі КДП та їх обводів і інше [8-19].

Не вирішені задачі по моделюванню обводів на основі КДП за наперед заданими їх габаритними розмірами, що в свою чергу впливає на швидке вирішення задач компонування ПЗ в загальній конструкції ЛА [4,8].

3. Мета дослідження

В процесі випробувань і експлуатації експериментальних зразків повітрозабірників авіаційних ГТД геометричні форми піддаються корекції та конструктивним змінам, що вимагають від методів і прийомів ГМ гнучкості та управління формою розроблювальних конструкцій, в тому числі і управління формою обводів поверхонь за наперед заданими геометричними і спеціальними умовами. Як відомо, математичне забезпечення для комп'ютерної візуалізації обводу гіперbolo-еліптичної форми за наперед заданими габаритними розмірами дозволяє набагато швидше вирішувати задачі компонування ПЗ в за-

гальній конструкції ЛА та являється основою для подальшого конструювання каналових поверхонь ПЗ за наперед заданими габаритними розмірами та іншими спеціальними умовами.

Виходячи з того, що основним функціональним призначенням ПЗ в конструкції ЛА є організація рівномірних епюр полів швидкостей течій повітря в його каналовій поверхні і забезпечення при цьому ГТД необхідною масою повітря для повного згорання палива, а також забезпечення його стійкої роботи, то знання конкретних значень площ характерних перерізів ПЗ є важливою розрахунково-геометричною характеристикою [8].

На основі наведеного за мету даної роботи поставлена задача — розробити математичну модель для визначення площі ХП ПЗ з обводами гіперболо-еліптичних форм першого порядку гладкості, яка б включала габаритні розміри обводу і дозволяла проводити обчислювальний експеримент для дослідження впливу заданого параметру на розміри площі обводу через побудову відповідних графіків при застосуванні систем CAD/CAE.

4. Результати досліджень

Розглянемо ГМ обводу (рис.1) заданого конструктором у вигляді очерка, який наближений до гіперболо-еліптичної форми. Оскільки, проєктований контур обводу складної геометричної форми неможливо описати будь-якою функцією одного вигляду, то для забезпечення високої точності його ГМ і розрахунку пропонується комбінований спосіб апроксимації. Він полягає у тому, що складна крива обводу за наперед заданими геометричними параметрами розбивається на окремі ділянки (АЕ, ЕС, СВ), найбільш близькі до того чи іншого закону розподілу кривизни профілю, що описується комбінацією КДП, а ступінь їх випуклості і вид кривої визначаються за дискримінантом d : якщо $d > 0,5$, то маємо дугу гіперболи; якщо $d < 0,5$ — дугу еліпса; якщо $d = 0,5$ — дугу параболи.

При цьому зрощування окремих ділянок виконується із збереженням похідної (дотична t_e у точці зрощування має бути спільною).

Після цього з врахуванням встановлених значень дискримінанта d і виду КДП для підвищення точності ГМ обводу необхідно ці окремо взяті ділянки КДП перебудувати з використанням того чи іншого відомого геометричного способу або прийому їх побудови, наприклад, з використанням системи AutoCAD.

В роботі [20] проведено дослідження побудови обводу даної форми, виходячи із кількості команд на побудову п'яти точок кривої, що забезпечує повну достатність для визначення КДП, що доводиться згідно з теоремою Штейнера, яка

в свою чергу базується на теоремах Паскаля і Бріаншона [1].

Із аналізу можливих варіантів побудов обводу гіперболо-еліптичної форми оптимальний прийом побудови потребує загальну кількість команд 28 тобто 11 по еліпсу і 17 по гіперболі, а в порівнянні з прийомом побудови, який потребує найбільшу кількість команд — 40 команд, тобто 22 по еліпсу і 18 по гіперболі, в процентному відношенні оптимальний прийом зменшує кількість на 30%, що підтверджує важливість наведених досліджень для подальшого складання програм і організації автоматизованого проєктування.

Однією із основних характеристик ХП ПЗ ГТД є визначення площі його перерізу, що являє інтерес для інженерної практики, бо знання конкретних значень площі ХП необхідно для розрахунків по визначенню витрати повітря, епюр полів швидкостей течій повітря в них, забезпечення стійкої роботи авіаційного ГТД [9].

В зв'язку з цим геометричні параметри вхідної частини каналу ПЗ визначаються необхідною витратою маси повітря через площу входу за формулою (1)

$$F_{ex} = m_n / V_{ex} \rho_{ex}, \quad (1)$$

де F_{ex} — площа входу; m — секундна витрата повітря через двигун; V_{ex} — швидкість повітря на вході; ρ_{ex} — щільність повітря на вході [8].

При цьому площа входу ПЗ розраховується для крейсерської швидкості польоту.

Для обводу гіперболо-еліптичної форми, який показаний на рис. 1, площа необхідна для (1) може бути розрахована за формулою (2):

$$S_{ХП} = 2(S_1 + S_2) = 2 \left(\int_{x_A}^{x_{ze}} y_1(x) dx + \int_{x_{ze}}^{x_{Bel}} y_2(x) dx \right) \quad (2)$$

Для забезпечення плавної форми гіперболо-еліптичного обводу при його ГМ і визначення при цьому загальної площі ХП ПЗ ГТД необхідно визначити координату точки зрощування гіперболи з еліпсом, в якій вони мають спільну дотичну t_e , показану на рис.1, тобто, щоб графіки функцій гіперболи і еліпса забезпечували обвід першого порядку гладкості і стикувались в точці зрощування з однаковими значеннями абсцис необхідно і достатньо виконання наступних двох умов (3)

$$\begin{cases} G(x_{ze}) = E(x_{ze}) \\ G'(x_{ze}) = E'(x_{ze}), \end{cases} \quad (3)$$

де x_{ze} — абсциса точки зрощування гіперболи з еліпсом.

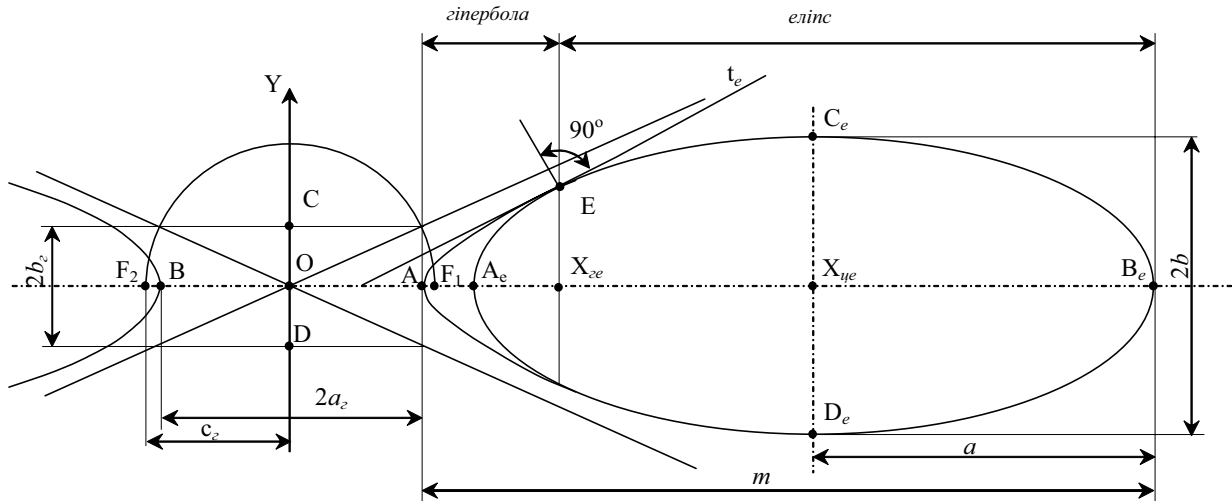


Рис. 1. Моделювання обводу перерізу внутрішньої каналової поверхні ПЗ ГТД гіперболо-еліптичної форми за наперед заданими габаритними розмірами

Канонічна форма рівнянь, які входять в перше рівняння системи (3) має вигляд(4). Гіпербола задається першим рівнянням системи (4), еліпс другим рівнянням

$$\begin{cases} \frac{x^2}{a_e^2} - \frac{y^2}{b_e^2} = 1 \\ \frac{(x - x_{ue})^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (4)$$

Тоді вирази для першого рівняння системи (3) з урахуванням (4) можна записати в наступному вигляді

$$G(x_{ze}) = \frac{x_{ze}^2}{a_e^2} b_e^2 - b_e^2 \quad (5)$$

$$E(x_{ze}) = b^2 - \frac{(x_{ze} - x_{ue})^2}{a^2} b^2.$$

Систему (3), яка забезпечує в точці зрощування гіперболи з еліпсом обвід з гладкістю першого порядку, з врахуванням формул (5) можна переписати і вона приймає вигляд (6)

$$\begin{cases} \frac{b_e^2}{a_e^2} x_{ze}^2 + \frac{b^2}{a^2} (x_{ze} - x_{ue})^2 = b^2 + b_e^2 \\ \frac{b_e^2}{a_e^2} x_{ze} + \frac{b^2}{a^2} (x_{ze} - x_{ue}) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Із розв'язку системи рівнянь (6) маємо формулу (7) для визначення абсиси точки стику гіперболи з еліпсом

$$x_{ze} = \frac{a_e^2 b}{b_e} \sqrt{\frac{b^2 + b_e^2}{a^2 b_e^2 + a_e^2 b^2}}. \quad (7)$$

Також формулу (8) для визначення координати центра еліпса по осі абсцис x_e , яка має вигляд

$$x_{ue} = \frac{1}{b b_e} \sqrt{(a^2 b_e^2 + a_e^2 b^2)(b^2 + b_e^2)}, \quad (8)$$

де a і b розміри півосей еліпса, a_e і b_e розміри півосей гіперболи.

Тоді площа ХП ПЗ по (2) з урахуванням (7) і (8) дорівнюватиме

$$\begin{aligned} S_{ХП} = & \frac{\sqrt{(b^2 + b_e^2)(a_e^2 b^4 - a^2 b_e^4)}}{b b_e} + \\ & + a b \arcsin \left(\frac{a b_e}{b} \sqrt{\frac{b^2 + b_e^2}{a^2 b_e^2 + a_e^2 b^2}} \right) - \\ & - a_e b_e \ln \left(\frac{a_e b \sqrt{b^2 + b_e^2} + \sqrt{a_e^2 b^4 - a^2 b_e^4}}{b_e \sqrt{a^2 b_e^2 + a_e^2 b^2}} \right) + \frac{\pi a b}{2}. \end{aligned} \quad (9)$$

Слід зауважити, що важливе значення при цьому має вибір коректних параметрів, які забезпечують гладкість зрощування в точках стику гіперболи з еліпсом. Їх необхідно визначати з умов виконання нерівності (10)

$$a_z^2 b^4 - a^2 b_z^4 > 0. \quad (10)$$

Нерівність (10) рівносильна нерівності (11)

$$(a_z b^2 + a b_z^2)(a_z b^2 - a b_z^2) > 0. \quad (11)$$

Приймаючи до уваги те, що з нерівності $a_z b^2 + a b_z^2 > 0$ випливає нерівність $a_z b^2 - a b_z^2 > 0$, маємо нерівність (12), що визначає зв'язок між коректними параметрами

$$a < \frac{a_z b^2}{b_z^2}. \quad (12)$$

В процесі розв'язання спеціальних компоновочних питань також повинні бути витримані окремі компоновочні вимоги: не перетинання з поверхнями інших агрегатів літака в заданому напрямку, що важливо, наприклад, для проектування жорстких систем управління ЛА, визначення мінімально допустимих проміжків між оточуючими поверхнями інших агрегатів.

Таке формулювання приводить до необхідності вирішення якісно нових задач, а саме – можливості автоматизованої об'ємно-просторової і габаритно-розмірної компоновки в тому числі і каналових поверхонь ПЗ авіаційних ГТД складних геометричних форм. Розв'язання таких задач досить трудомістке і важко вирішуване без застосування сучасних КІТ і спеціальних систем [2-7].

В зв'язку з викладеним розглядається задача розробки моделі по визначенню площі перерізу гіперболо-еліптичної форми (з врахуванням його габаритних розмірів m і $2b$ (див. рис. 1), де

$$m = x_{ue} - a_z + a. \quad (13)$$

Із співвідношення (13) отримаємо залежність параметра a_z від інших. Для цього на основі (13) отримуємо рівняння (14)

$$(a_z - a + m)^2 = x_{ue}^2. \quad (14)$$

Враховуючи залежність (8) і рівняння (14) маємо (15)

$$(a_z - a + m)^2 = \frac{1}{b^2 b_z^2} (a^2 b_z^2 + a_z^2 b^2)(b^2 + b_z^2). \quad (15)$$

Виконавши перетворення над рівністю (15) отримуємо квадратне рівняння (16)

$$a_z^2 b^4 + 2b^2 b_z^2 (a - m) a_z + b_z^4 a^2 - m^2 b^2 b_z^2 + 2a m b^2 b_z^2 = 0. \quad (16)$$

Розв'язуючи рівняння (16) отримаємо його корені, які мають вигляд (17) для визначення a_z

$$a_z = \frac{b_z^2 (m - a) \pm b_z \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)}}{b^2}. \quad (17)$$

Враховуючи залежність (7), можна отримати формулу визначення абсциси точки стику гіперболи та еліпса через габаритні розміри ХП ПЗ ГТД (18)

$$x_{ze} = \frac{b_z \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}{b^2} \times \sqrt{\frac{b^2 + b_z^2}{a^2 b^2 b_z^2 + b_z^2 \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}}. \quad (18)$$

Аналогічно із залежності (8) отримаємо формулу (19) для визначення абсциси центра еліпса

$$x_{ue} = \frac{\sqrt{a^2 b^2 + \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}}{b^2} \times \sqrt{b^2 + b_z^2}. \quad (19)$$

Після підстановки значення a_z з рівності (17) в формулу (9) і виконання відповідних спрощень маємо наступну модель (20) для розрахунку площ обводу з урахуванням його габаритних розмірів

$$S_{xm} = \frac{\sqrt{b^2 + b_z^2}}{b} \times \left[\sqrt{b_z^2 (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)}} - a^2 b_z^2 + ab \arcsin \left(a \sqrt{\frac{b^2 + b_z^2}{a^2 b^2 + \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}} \right) - \frac{b_z^2 \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)}{b^2} \times \ln \left(\frac{b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)}}{b_z} \right) \times \sqrt{\frac{b^2 + b_z^2}{a^2 b^2 + \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}} + \frac{b}{b_z} \sqrt{\frac{\left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2 - a^2 b_z^2}{a^2 b^2 + \left(b_z (m - a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m^2 - 2am)} \right)^2}} \right] + \frac{\pi ab}{2}. \quad (20)$$

Модель (20) буде коректною при виконанні умов (21)

$$a \leq \frac{b_z(m-a) \pm \sqrt{(b_z^2 + b^2)(m-2am)}}{b_z}. \quad (21)$$

Висновки

1. Розглянуто графоаналітичний алгоритм моделювання обводів характерних перерізів повітрязбірників авіаційних ГТД гіперболо-еліптичних форм першого порядку гладкості, що являється основою для проектування їх каналових поверхонь.

2. Отримано математичні моделі для визначення конкретних значень площ обводів з гіперболо-еліптичними формами першого порядку гладкості, які необхідно розраховувати конструктору для забезпечення протікання необхідної маси повітря через ПЗ ГТД, що в свою чергу направлено на сприяння стійкої роботи ГТД з повним згоранням палива в ньому, а також забезпечувати безвідривне протікання повітря з рівномірними епіюрами-полями швидкостей в каналовій поверхні ПЗ.

3. Розроблені моделі дозволяють проводити обчислювальний експеримент по дослідженню впливу характерного геометричного параметру обводу на величину його площі та на управління його формою, а також визначають вибір конкретних значень параметрів обводу.

4. Модель, яка включає габаритні розміри обводу і визначає його площу сприяє оптимальному вирішенню питань по об'ємно-просторовій і габаритно-розмірній компоновці ПЗ в загальній конструкції ЛА.

5. Проектування поверхонь ПЗ на основі гладких обводів сприяє покращенню аеродинамічних характеристик та експлуатаційних і екологічних параметрів авіаційних ГТД, вони дають можливість краще організовувати потік повітря в каналовій поверхні, забезпечують зниження аеродинамічних втрат потоку повітря, в значній мірі дозволяють знижувати шумові характеристики ГТД, тому що входні та вихідні частини двигуна є основними джерелами шумів ЛА.

Література

1. Бабаков В.В. Проектирование поверхностей кривыми второго порядка в самолетостроении. — М.:Машиностроение, 1969. — 124 с.

2. Бычков С.А. Гребенникова А.Г. Концепция развития компьютерных интегрированных технологий в процессе создания авиационной техники. Технологические системы. //Технологические системы. — 1999. — №1. — С.60–66.

3. Балабуев П.В., Матусевич В.И. Проблемы и решения на принципах компьютерного обеспечения стадий жизненного цикла сложных машинотехнических систем при создании авиационной техники / Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса. — К.:Техника, 2001. — С.81–97.

4. Балабуев П.В., Бычков С.А. и др. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями. Ч.2. — Харьков:ХАИ, 2003. — 390 с.

5. Басов Ю.Ф. Опыт внедрения современных информационных технологий при проектировании двигателей // Авиационно-космична техніка і технологія: Наук.-техн. журн., — Харків: ХАІ — 2003. — №5. — С.19–24.

6. Пильов В.О. Загальні тенденції розвитку та шляхи удосконалення комп'ютерних технологій підтримки життєвого циклу двигунів внутрішнього згорання // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журн. — 2004. — №1. — С. 61–69.

7. Попов В.А., Котляров А.В. Анализ интегрированной системы управления жизненным циклом изделия // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. — 2004. — №6. — С.81–87.

8. Проектирование самолетов / Под ред. С.М. Егера. — М.:Машиностроение, 1983. — 616 с.

9. Фирсов В.А. Воспроизведение обводов самолета в системе автоматизированного проектирования. — М.:МАИ, 1978.

10. Василевский О.В., Конструирование каналовых поверхностей по наперед заданным условиям //Прикл. Геометрия и инж.графика. — К.:КДТУБА, 1979. — Вып.27. — С.63–66.

11. Василевский О.В. Проектирование непрерывных каркасов каналовых поверхностей // Прикл.геометрия и инж.графика. — К.:КДТУБА, 1979. — Вып. 28. — С.71–75.

12. Якунин В.И. Способы оптимального управления формой обвода, представленной универсальной степенной функцией (УСФ). — Прикладная геом. и инж. граф. — К., 1981.

13. Денискин Ю.И., Якунин В.И. Задание обводов летательных аппаратов полиномом Безье // Геометрическое моделирование в авиационном и аэродромном проектировании: Сб. научных трудов, — Киев, КИИГА, 1993.

14. Павлов А.В., Власик Г.Г. Конструирование поверхности носовой части лётка з використанням графічної системи INS // Прикладна геометрія та інженерна графіка. К.:КДТУБА, 2000 — Вип. 67 — С. 114–117.

15. Михайленко В.Е., Черніков О.В. Сучасний стан методів геометричного та комп'ютерного моделювання та напрямки їх розвитку // Прикладна геометрія та інженерна графіка. -К.:КДТУ — БА, 2000. — Вип.68. — С. 3–6.

16. Ситниченко В.В. Автоматизоване геометричне моделювання обводів перерізів повітрязбірників авіаційних двигунів параболо-еліптичної форми. — Вісник Національного авіаційного університету. — К.:2002, Вип..3(14), С. 34–39.

17. Ходак М.О., Ситниченко В.В., Вишневецький О.А. Застосування номографування до геометричного моделювання обводів перерізів повітрязбірників авіадвигунів параболо-еліптичних форм // «Авіаційно космічна техніка і технологія». Науково-технічний журнал, — Харків: ХАІ, 2003, Випуск 40/5. — С. 121–125.

18. Борисенко В.Д., Устенко С.А. Впровадження досліджень з геометричного моделювання у практику створення проточних частин турбомашин // Прикладна геометрія та інженерна графіка. — К.: КДТУБА, 2003. — Вип. 73. — С. 72–77.

19. Ходак. М.О., Панкратова Т.С. Моделювання геометричних характеристик повітрязбірників

авіаційних ГТД з параболо-еліптично-гіпербололічним обводом на вході першого порядку гладкості // Науково-технічний журнал, Харків: ХАІ, 2006, Випуск 9/35. — С. 48–55.

20. Ходак. М.О., Ситниченко В.В. Вибір оптимальної комп'ютерної візуалізації при геометричному моделюванні обводів складних форм характерних перерізів повітрязбірників авіаційних ГТД // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. — Т.12, Вип. 4. Прикладна геометрія та інженерна графіка. — Мелітополь, 2001. — С. 83–89.

Надійшла до редакції 17.05.08

Рецензент: д-р техн.наук, проф. кафедри нарисної геометрії, інженерної та комп'ютерної графіки В.П. Юрчук, Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ.

В работе рассматривается графоаналитический алгоритм разработки математической модели для определения площадей сечений канальных поверхностей воздухозаборников (ПЗ) авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) с обводами гипербола-эллиптических форм первого порядка гладкости: преимуществом полученной модели является то, что она позволяет производить расчеты площадей обводов гипербола-эллиптических форм и отображать их изображение на компьютере по заранее заданным габаритным размерам. При применении современных компьютерных информационных технологий (КИТ) разработанная модель предусматривает проведение вычислительного эксперимента по исследованию влияния характерного геометрического параметра обвода на величину его площади с построением соответствующих графиков, что ускоряет решение вопросов оптимального выбора геометрических размеров обвода (ПЗ) для управления его формой.

The paper shows the graphic-analytical algorithm of mathematical model development for determining the cross-section areas of the aircraft gas-turbine engines (GTE) air inlets chaneel surfaces with hyperbolic-elliptical shape edging of the smoothness first order; the advantage of this model is the possibility to carry out the calculations of such edging areas and display them on computer according to pre-specified boundary dimensions and the edging correct parameters. While applying the modern computer-based information technologies (CIT) the developed model envisages the calculation experiment to research the impact of the edging typical geometrical parameter at its area value with constructing the appropriate graphs that accelerates the solution of tasks concerning the selection of edging geometrical dimensions and area to control its shape.

УДК 681.5

Г.С. Ранченко

ОАО «Элемент», Украина

НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ОАО «ЭЛЕМЕНТ» ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАПРАВЛЕНИЯ ГОЛОВНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ

Сформулированы основные проблемы создания электронных устройств контроля и управления с высокой степенью интеллектуализации, с функцией анализа изменения параметров, приобретающих особое значение в связи с переходом к эксплуатации ГТД по техническому состоянию. Освещен опыт решения этих проблем в ОАО «Элемент» как головной организации Министерства промышленной политики Украины по научно-техническому направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями». Показана организационно-методическая деятельность ОАО «Элемент» по реализации комплексных подходов к решению проблем совершенствования систем измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями.

Эксплуатация по техническому состоянию, математическое моделирование, интеллектуальные устройства, встроенная система контроля, трендовый анализ, удаленный мониторинг.

Введение

Современное состояние проблем создания и эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД) авиационного и общепромышленного назначения и силовых установок на их основе характеризуется широким применением передовых технических решений и информационных технологий на всех этапах жизненного цикла ГТД и объектов энергетики. Такие объекты энергетики в XXI веке отличают качественно новые признаки в виде организации сложных взаимосвязанных материальных, энергетических и информационных потоков высокого уровня напряженности в условиях жестких требований относительно эффективности и экологической безопасности окружающей среды. Опыт многолетнего совершенствования датчиков, информационно-измерительных и управляющих систем ответственного назначения в ОАО «Элемент» — головной организации Министерства промышленной политики Украины по направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями», обеспечил условия и предпосылки для создания нового поколения таких систем высокого технического и технологического уровня.

Формулирование проблемы

При создании электронных устройств контроля и управления для работы в составе двигателя, выполняющих наряду с оперативным конт-

ролем параметров и управлением также и функции оценки и прогнозирования состояния агрегатов и систем (ЭСУ профиля FADEC), необходимо последовательно реализовать ряд этапов, а именно:

- обосновать функции, выполняемые ЭСУ, определить иерархию подсистем, обосновать требования к качеству управления координатами системы на каждом иерархическом уровне, к точности измерений и быстродействию исполнительных устройств, оптимизировать распределение функций между гидродневомеханической и электронной частями системы, учитывая массогабаритные характеристики, а также параметры надежности и живучести;

- разработать алгоритмы управления и контроля состояния объекта, наиболее точно соответствующие принятой математической модели (ММ) объекта и решаемым задачам оперативно-го управления и прогнозирования состояния;

- разработать электронные устройства контроля и управления, представляющие собой аппаратно-программную реализацию заданных алгоритмов и обеспечивающие заданный уровень надежности (в том числе метрологическую) в жестких условиях эксплуатации;

- разработать и изготовить испытательные стенды информационного моделирования, имитирующие режимы работы объекта и его систем и позволяющие выполнить синтез алгоритмов, провести предварительную проверку и отладку созданных средств контроля и управления.

— разработать максимально адекватные математические модели (ММ) объекта контроля и управления, отражающие изменение характеристик объекта в процессе эксплуатации.

Решение проблемы

Основными научными - техническими направлениями деятельности ОАО «Элемент» как головной организации являются: создание датчиков и измерительных преобразователей, электронных систем измерения параметров и управления режимами ГТД, программно-технических комплексов для их испытаний, методов и программно-алгоритмических средств оценки технического состояния и диагностики ГТД.

В круг деятельности и интересов научной организации входят также работы по созданию метеопреобразователей и метеостанций общепромышленного и специального назначения, разработка информационно-измерительных и управляющих систем для ветроэнергетических станций.

Исторически первым направлением деятельности коллектива является разработка датчиков и преобразователей давления. Создание датчиков и систем, в том числе, интеллектуальных является центральной проблемой информационно-измерительного и метрологического обеспечения испытаний и эксплуатации ГТД.

Методологической основой для создания новых изделий ответственного применения является разработка концепций жизненного цикла приборов и систем, включающая такие основные этапы: детальное исследование объекта (процесса), построения его корректных и верифицированных на базах данных экспериментальных измерений математических моделей, создание и последующее сопровождение изделий в процессе эксплуатации до выработки ресурса.

ОАО «Элемент» в настоящее время под руководством ЦИАМ разрабатывает концепцию построения интеллектуальных датчиков для авиационного двигателестроения. Эта работа выполняется по решению научно-технического совещания «Датчики и системы измерения давления для САУ авиадвигателей и бортовых систем самолетов», прошедшего в АССАД в 2007 г.

Новым направлением в области создания SMART-датчиков для ГТД является разработка изделия ПЗ30, которое является первым отечественным (и в СНГ) устройством измерения пульсаций давления в камере сгорания, обеспечивающим непрерывный контроль за процессом сгорания топлива и позволяющим управлять этим процессом в направлении повышения экономичности и минимизации вредных выбросов NO_x . Датчик испытан в НПО «Зоря-Машпроект» и планируется к установке на профильной про-

дукции этого предприятия. Начаты работы по внедрению изделия ПЗ30 в изделия ОАО «Мотор Сич».

За последние 10 лет разработаны и внедрены:

- датчики избыточного и дифференциального давления ПЗ19 с выходом 4...20 мА и ПЗ19 с цифровым выходом для комплектации ГТД газоперекачивающих станций и моторных стендов, которые включены в Госреестр СИТ Украины;

- четырехканальная система измерения давления (Рвх, Рк, Рпт, Рот) СИД-4 для комплектации бортовой САУ двигателя Д-27. Опытные образцы до настоящего времени обеспечивают полеты Ан-70;

- двухканальная система измерения давления (Рвх, Рк,) СИД-3 (кат.Б) и ее модификация СИД-3-148 для комплектации бортовых ЭСУ двигателей Д-436Т1 и Д-436-148, обеспечивающие погрешность в диапазоне от минус 40 до плюс 85 °С не более 0,15% и выполняющие функции регистрации помпажа. Образцы системы СИД-3-148 прошли сертификационные испытания в составе самолетов Ан-148-100 № 01-01 и № 01-02 в течение более 600 полетов.

Относительно новым является направление работ по созданию современного класса электронных систем управления (ЭСУ), применительно к авиационному приборостроению. Такими системами являются ЭСУ типа FADEC (Full Authority Digital Engine Control), или системы с полной ответственностью, являющиеся распределенными многопроцессорными системами, интегрируемыми в своем составе подсистемы управления режимами ГТД и силовой установки в целом, контроля параметров и прогнозной диагностики. Первой отечественной системой такого класса является разработанный и созданный в ОАО «Элемент» регулятор двигателя цифровой РДЦ-450 турбовального двигателя АИ-450 для силовой установки вертолетов Ка-226, Ми-2м.

Следует отметить, что задача регулирования турбовального двигателя является одной из самых сложных задач регулирования ГТД ввиду широкого диапазона изменения нагрузочного момента. Для силовой установки в целом сложность указанной задачи усугубляется необходимостью синхронизации режимов двух двигателей, работающих на одну нагрузку, необходимостью учета динамических упругих свойств трансмиссии и винтовой группы, существенным влиянием загрузки винтов на режимные параметры двигателя. Тем не менее, поставленные задачи были успешно решены, созданная ЭСУ типа FADEC находится на уровне лучших в СНГ образцов по своим алгоритмическим и программным решениям. РДЦ-450 обеспечивает полный цикл ис-

пытаний перспективных модификаций ГТД АИ-450 и в настоящее время планируются летные испытания. Другим примером решения сложных задач по созданию современных ЭСУ ГТД является разработка бортового регулятора температуры БРТ для двигателей АИ-25 ТЛШ самолета ЛЗ9 и АИ-25 ТЛК самолета К8J (Китай). Важность решения поставленной задачи обусловлена тем фактом, что температурный режим выходных газов двигателя является основным фактором, определяющим его ресурсные характеристики. БРТ является современным цифровым устройством с широкими функциональными возможностями и обеспечивает высокую точность поддержания заданного температурного режима двигателя. В настоящее время проводятся Государственные летные испытания БРТ. На основе БРТ создана его модификация для решения задач регулирования температурного режима турбовальных двигателей семейства ТВ-117 производства ОАО «Мотор Сич». Преимуществом БРТ является возможность исключения колебательных режимов в контуре регулирования, что является исключительно важным вопросом для турбовальных двигателей.

В ходе многолетнего сотрудничества и совместной работы коллектива ОАО «Элемент» с ведущими специалистами Управления главного технолога, Управления главного метролога и цеха №39 ОАО «Мотор Сич» выполнен цикл работ по автоматизации и совершенствованию процесса стендовых испытаний.

Программно-технические комплексы автоматизации стендовых и ресурсных испытаний опытных и серийных ГТД позволили обеспечить разработку, доводку, ресурсные и сертификационные испытания наиболее совершенных и перспективных двигателей отечественного производства: Д436-Т1, Т2, 148; АИ-222, АИ-450.

Новое поколение ПТК — автоматический регистратор параметров переносной (АРПП), имея минимально необходимые функции стационарных ПТК, позволяет обеспечить процесс испытаний на высоком информационно-метрологическом уровне на моторных стендах, не оснащенных стационарным ПТК. Все ПТК разработки ОАО «Элемент» прошли метрологическую аттестацию в органах Госстандарта и последующую сертификацию в составе моторных стендов с участием специалистов ЦИАМ. Для специалистов могут представить существенный интерес стендовые имитаторы самолетных и двигательных агрегатов СИАСид и СИАБУК для моторных стендов испытаний Д-436-148 и АИ-450МС, применение которых позволяет сократить сроки испытаний и материальные затраты.

Новым перспективным научным направлением работы коллектива является развитие оценки

параметров, технического состояния и диагностики ГТД, предусматривающее переход от эксплуатации с фиксированным ресурсом двигателя в целом к эксплуатации «по техническому состоянию или с контролем технического состояния парка» (при этом фиксированным остается только ресурс основных деталей, разрушение которых может привести к опасным последствиям).

Указанный переход невозможен без обеспечения самодиагностики и прогнозирования технического состояния агрегатов на основе интеграции в состав двигателя электронных устройств контроля и измерения параметров с высокой степенью интеллектуализации, а также разработки новых концептуальных подходов к решению задач оценки технического состояния ГТД и силовых установок с применением современных методов трендового анализа и информационных технологий удаленного мониторинга. Необходимо выделить следующие важнейшие направления реализации концептуальных подходов:

- разработка нового более совершенного алгоритмического обеспечения диагностических систем и систем типа FADEC, позволяющего на основе индивидуализированных математических моделей ГТД осуществлять трендовый анализ основных режимных параметров по наработке и решать задачи прогнозной диагностики;

- создание виртуальных стендов комплексного многодисциплинарного моделирования силовых установок, двигателей и их агрегатов для отработки перспективных решений и оценки эффективности диагностических процедур по базам данных эксплуатации;

- разработка и реализация концепции удаленного мониторинга силовых установок на основе ГТД с применением современных телекоммуникационных средств и перспективных диагностических программно-аппаратных комплексов.

Удаленный мониторинг технического состояния ГТД позволяет сконцентрировать интеллектуальные и информационные ресурсы всех участников создания и эксплуатации ГТД и повысить тем самым надежность и достоверность диагностических выводов, обеспечивая организационную и методическую основу для решения проблемы эксплуатации СУ и ГТД по техническому состоянию, а в перспективе — по уровню функциональной надежности. Элементы концепции удаленного мониторинга разработаны совместно специалистами ОАО «Элемент» и ГП «Зоря-Машпроект» и нашли свое воплощение в ТЗ на первую такую систему.

Основные организационно-методические направления деятельности ОАО «Элемент» определены Положением о головной организации:

- координация и непосредственное участие в формировании единой научно-технической

политики по направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями», что выражается в совместной деятельности с Министерством промышленной политики по формированию и исполнению тематического плана НИОКР в рамках Государственной программы развития авиации Украины до 2010 г.;

— изучение, обобщение и распространение достижений отечественного и зарубежного опыта, что обеспечивается научными публикациями ОАО «Элемент», организацией совещаний и семинаров, участием в авторитетных международных конференциях, подготовкой сборника научных трудов за период 2001-2007. В сборник вошли результаты разработок, выполненных специалистами предприятия, в том числе совместно со специалистами ГП ЗМКБ «Прогресс», ОАО «Мотор Сич», ГП «Зоря-Машпроект», ХАИ, ЦИАМ. Сборник трудов рассмотрен, одобрен и рекомендован к печати научно-техническим советом Министерства промышленной политики. Проведен ряд научно-технических семинаров, в частности, по применению программно-аппаратных средств компании National Instruments, системным интегратором которой является ОАО «Элемент», по внедрению платформы LabVIEW для создания автоматизированных систем для авиационной промышленности, подготовлены аналитические обзоры по проблемным вопросам авиадвигателестроения;

— участие в решении вопросов научно-технической кооперации с зарубежными предприятиями. В этом направлении ОАО «Элемент» на протяжении более 10 лет сотрудничает с компанией Kulite Semiconductor Products Inc. по использованию сертифицированных для полетов датчиков давления в бортовых агрегатах и системах отечественных самолетов. За время совместной деятельности были отобраны датчики для бортовых систем и агрегатов Ан-148 (40 единиц на один самолет), проведен ряд семинаров в Украине и семинар в США, в

котором приняли участие специалисты ГП ЗМКБ «Прогресс» и ОАО «Мотор Сич», проведены на моторном стенде ГП «Зоря-Машпроект» испытания датчиков Kulite для контроля виброгорения в малоэмиссионных камерах сгорания. ОАО «Элемент» ведет активную научно-техническую деятельность и сотрудничество с ЦИАМ — ведущей зарубежной организацией в отрасли, входит в состав и принимает участие в мероприятиях АССАД — ассоциации, объединяющей ведущие предприятия и организации авиационного двигателестроения на территории СНГ.

Заключение

Научно-техническая и организационно-методическая деятельность ОАО «Элемент» как головной организации направлена на всестороннее развитие научно-технического направления «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями» за счет:

- сокращения сроков разработки и повышение качества разработки в результате использования наиболее передовых наукоемких решений, углубляющих понимание физической природы регулируемых процессов и обеспечивающих совершенствование методов самодиагностики и прогнозирования состояния;
- решения поставленной задачи перехода и эксплуатации ГТД по техническому состоянию;
- разработки теоретических основ, в том числе — многодисциплинарных моделей ГТД и трендового анализа;
- максимально эффективного использования научно-технического потенциала предприятий, расширения и укрепления сотрудничества с ведущими предприятиями отрасли, Национальной академией наук и авторитетной вузовской наукой.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.А. Водичев, Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса.

Сформульовано основні проблеми створення електронних пристроїв контролю та управління з високим ступенем інтелектуалізації, з функцією аналізу зміни параметрів, що набувають особливого значення у зв'язку з переходом до експлуатації ГТД за технічним станом. Висвітлено досвід рішення цих проблем у ВАТ «Елемент» як головної організації Міністерства промислової політики України з науково-технічного напрямку «Електронні системи вимірювання, контролю параметрів та управління авіаційними двигунами». Наведено організаційно методичну діяльність ВАТ «Елемент» з реалізації комплексних підходів до рішення проблем удосконалення систем вимірювання, контролю параметрів та управління авіаційними двигунами.

The basic problems of development of electronic control and management devices with a high degree of intellectualization, with function of the process variation analysis, getting special value in connection with transition to GTE operation under technical condition are formulated. Experience to solve these problems by JSC «Element» as Parent organization of Ukrainian Ministry of Industrial Policy in a scientific and technical direction «Electronic systems of measurement, the parameters control and managements of aviation engines» is shown. Methodical organizational activity of JSC «Element» on realization of complex approaches to the problems decision of perfection of measurement, parameters control and managements systems for aviation engines is presented.

УДК 519.252

К.В. Безручко¹, А.О. Давидов¹, К.Н. Земляной², В.П. Фролов²

**¹Национальный аэрокосмический университет
им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина**

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

АНАЛИЗ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ СТАРТОВЫХ КОМПЛЕКСОВ СОВРЕМЕННЫХ РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ

При проектировании стартовых комплексов современных ракет-носителей на сегодняшний день особое внимание уделяется бесперебойному электроснабжению наиболее ответственных потребителей электроэнергии. В статье рассмотрены структуры систем электроснабжения действующих стартовых комплексов. Проведен анализ распределения электроэнергии по всем потребителям во всех режимах работы стартовых комплексов. Определяющую роль в обеспечении надежного электроснабжения стартового комплекса играют системы внешнего и внутреннего электроснабжения. Электропитание потребителей должно происходить в условиях высокой надежности питания и минимальных отклонениях параметров качества электроэнергии от номинальных значений.

Система электроснабжения, ракета-носитель, стартовый комплекс, бесперебойное электропитание.

Введение

Под системой электроснабжения (СЭС) стартовых комплексов (СК) ракет-носителей (РН) понимается совокупность систем генерирования, преобразования и распределения электроэнергии, предназначенных для обеспечения функционирования электроприемников технических систем и технологического оборудования [1-3].

СЭС СК подразделяются на:

- систему внешнего электроснабжения (СВЭ);
- систему внутреннего электроснабжения (СВнЭ);
- системы электроснабжения зданий (сооружений);
- системы наземного электроснабжения спецтоками (СНЭСТ).

Определяющую роль в обеспечении надежного электроснабжения СК играют системы внешнего и внутреннего электроснабжения. Системы электроснабжения зданий (сооружений) и СНЭСТ являются составными частями системы внутреннего электроснабжения.

Для приема и распределения электроэнергии между потребителями технологических и технических систем в СВнЭ СК используются следующие распределительные устройства:

- щиты распределительные главные (ЩРГ);

- щиты гарантированного питания (ЩГП);
- щиты распределительные (ЩР), получающие питание от ЩРГ и ЩГП;
- щиты питания (ЩП) и лабораторные щиты (ЛЩ), снабжаемые электроэнергией от ЩР.

Рассмотрим системы внутреннего электроснабжения различных СК.

1. Стартовый комплекс ракеты-носителя «Зенит-2»

Электроснабжение СК РН «Зенит-2», расположенного на космодроме «Байконур», имеет ряд специфических особенностей, связанных с режимом функционирования этого комплекса, составом потребителей электроэнергии, организационной структурой, функциональными связями и различными требованиями к СЭС в целом и ее отдельным подсистемам и элементам.

Структурная схема СЭС СК РН «Зенит-2» приведена на рисунке 1.

Внешнее электроснабжение комплекса «Зенит-2» может осуществляться от:

- объединенной энергосистемы (ОЭС) «Юг»;
- объединенной энергосистемы «Север»;
- собственной ТЭЦ космодрома «Байконур»;
- газотурбинной электростанции (ГТЭ).

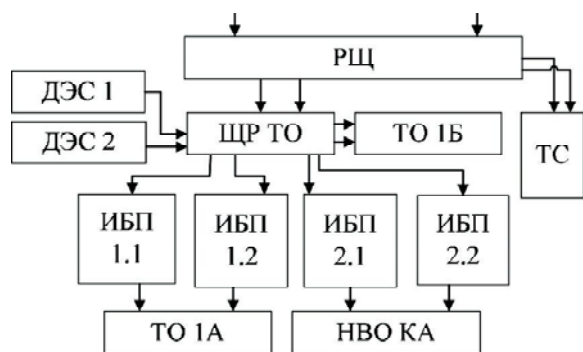


Рис. 1. Структурная схема СЭС СК РН «Зенит-2»

ДЭС — дизельная электростанция;
ЩР — щит распределительный;
ТО — технологическое оборудование;
ТС — технические системы;
ИБП — источник бесперебойного питания;
НВО КА — наземное вспомогательное оборудование космического аппарата

Особенностями работы системы внешнего электроснабжения комплекса «Зенит-2» являются:

а) раздельное питание потребителей рассматриваемого спецкомплекса из-за невозможности синхронизации ОЭС «Юг» и ОЭС «Север»;

б) реальная опасность аварийного несинхронного включения в многочисленных точках секционного замыкания колец, не оборудованных до сих пор устройствами блокировки от несинхронных включений;

в) при формальном наличии в системе внешнего электроснабжения четырех источников, фактически система внешнего электроснабжения спецкомплекса не имеет двух независимых источников, так как существующая схема не исключает взаимного влияния переходных процессов при аварийных нарушениях в питающих линиях электропередач (ЛЭП) и энергоисточниках.

Электроснабжение космодрома «Байконур» в целом и комплекса «Зенит-2» в частности осуществляется по II категории надежности электроснабжения. В периоды максимальных нагрузок аварийное отключение одного из внешних источников электроэнергии приводит к погашению части потребителей космодрома на время ремонтно-восстановительных работ. Такое положение крайне затрудняет бесперебойное электроснабжение технологического оборудования, участвующего в подготовке и проведении штатных работ на комплексе «Зенит-2».

В связи с отсутствием питания от ОЭС «Юг» и ТЭЦ космодрома (нехватка мощности) и наличием питания только от ОЭС «Север», на сегодняшний день можно сделать вывод, что электроснабжение комплекса «Зенит-2» осуществляется по III категории надежности электроснабжения.

г) протяженные воздушные одноцепные ЛЭП существенно снижают надежность СВЭ комплекса «Зенит-2»;

д) общий дефицит мощности в системе при режимах, отличных от нормальных и, тем более, аварийных, даже при объединении мощностей близлежащих энергоисточников;

е) неблагоприятные почвенно-климатические условия, характеризующиеся неустойчивостью внешнего электроснабжения рассматриваемого комплекса в периоды сильных ветров.

Последние годы характеризуются возросшей среднегодовой продолжительностью гроз, что, при отсутствии на воздушных ЛЭП грозозащитных тросов, приводит к их частым отключениям. В связи с этим, реальный поток отказов элементов СВЭ комплекса «Зенит-2» превышает среднегодовой расчетный в 9...12 раз.

Указанные особенности не позволяют в полной мере обеспечить требуемую надежность электроснабжения ответственных потребителей комплекса «Зенит-2» электроэнергией нормируемого качества и обуславливают необходимость совершенствования существующей СВЭ этих комплексов и поиска научно-технических решений по повышению надежности их электроснабжения.

2. Стартовый комплекс ракеты-носителя «Днепр»

Система электроснабжения потребителей СК РН «Днепр» состоит из:

— системы внутреннего электроснабжения (СВнЭ);

— системы автономного электроснабжения (САЭ) пусковой установки.

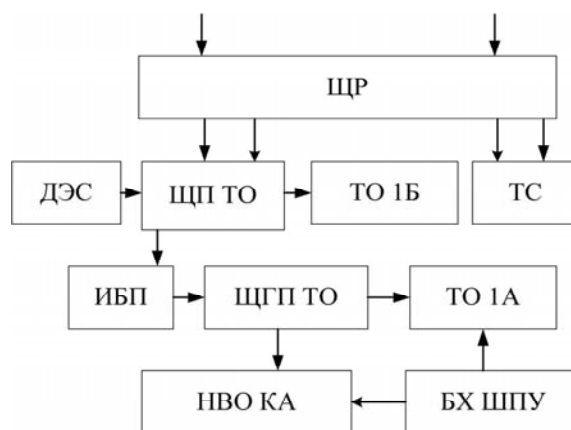


Рис. 2. Структурная схема СЭС СК РН «Днепр»

ДЭС — дизельная электростанция;
ЩР — щит распределительный;
ЩП — щит питания;
ЩГП — щит гарантированного питания;
ТО — технологическое оборудование;
ТС — технические системы;
ИБП — источник бесперебойного питания;
НВО КА — наземное вспомогательное оборудование космического аппарата;
БХ ШПУ — батарея химическая шахтно-пусковой установки

СВнЭ предназначена для приема электроэнергии от энергосистемы космодрома «Байконур» или резервного источника электроэнергии, преобразования и распределения ее между потребителями СК. СВнЭ обеспечивает электроэнергией потребителей СК во всех режимах эксплуатации.

Основными потребителями электроэнергии СК являются:

- стартовые позиции (пульты управления, сооружения, системы охраны);
- командный пункт управления;
- агрегаты подвижного технологического оборудования на стартовой позиции.

Основным источником электроэнергии является энергосистема космодрома.

При отсутствии напряжения в энергосистеме или выходе ее за допустимые пределы электроснабжение осуществляется от резервного источника электроэнергии.

В качестве СВнЭ СК РН «Днепр» используется унифицированная система внутреннего электроснабжения (УСВЭС).

В состав УСВЭС входят:

- а) энергоблок (центральное распределительное устройство);
- б) трансформаторные подстанции;
- в) унифицированные регламентные щиты, размещенные возле ПУ;
- г) межплощадочная кабельная сеть;
- д) внутриплощадочная кабельная сеть;

В энергоблоке размещаются следующие системы и оборудование:

- комплексное распределительное устройство;
- система компенсации зарядной емкости и токов однофазного замыкания на землю;
- комплект разделительных трансформаторов;
- комплект силовых трансформаторов;
- система распределения электроэнергии и управления электроприводами;
- резервная автоматизированная дизель-электрическая станция в составе двух дизель-генераторов;
- система телесигнализации.

Кроме того, в состав энергоблока входят системы отопления и вентиляции сооружения, средства освещения и связи.

Электроэнергия от системы космодрома через сетевую трансформаторную подстанцию подается к энергоблоку и через разделительные трансформаторы подается на комплексное распределительное устройство для дальнейшего распределения по трансформаторным подстанциям стартовых позиций.

Подача электроэнергии от энергоблока к трансформаторным подстанциям осуществляется по дублированным кабельным линиям, проложенным по радиальной схеме.

Распределение электроэнергии по потребителям стартовых позиций осуществляется от низковольтного распределительного щита трансфор-

маторной подстанции по дублированной внутриплощадочной кабельной сети.

3. Космический ракетный комплекс «Циклон-4»

Система электроснабжения технологического оборудования космического ракетного комплекса (КРК) «Циклон-4» включает в себя три независимые друг от друга системы:

- систему электроснабжения технологического оборудования стартового комплекса (СЭС ТО СК);
- систему электроснабжения технологического оборудования технического комплекса ракеты-носителя (СЭС ТО ТК РН);
- систему электроснабжения технологического оборудования технического комплекса космического аппарата и головного блока (СЭС ТО ТК КА и ГБ);

Наличие в составе СЭС ТО КРК «Циклон-4» указанных выше систем электроснабжения, каждая из которых представляет собой отдельные не зависящие друг от друга системы электроснабжения, обусловлено следующим:

а) каждая система электроснабжения обеспечивает питанием комплекс технологического оборудования, который выполняет самостоятельные технологические задачи в составе объекта и расположен, как правило, в отдельном сооружении, находящемся на определенном расстоянии от других сооружений;

б) в соответствии со структурой системы электроснабжения космодрома питание каждой из рассматриваемых систем электроснабжения осуществляется от двух силовых трансформаторов, установленных в соответствующих сооружениях.

Каждая из указанных выше систем электроснабжения состоит из двух частей:

- силовой части, предназначенной для обеспечения технологического оборудования электроэнергией;
- системы контроля качества электроэнергии и управления (СККЭУ), предназначенной для контроля параметров питания электропотребителей технологического оборудования, контроля положения автоматических выключателей (силовой части) и управления ими.

Работа каждой из рассматриваемых систем электроснабжения предусматривается в режимах:

- нормальном (штатном);
- резервном (нештатном);
- переходном.

В нормальном режиме питание приемников электроэнергии технологического оборудования соответствующего комплекса осуществляется по двум независимым вводам.

В резервном режиме, переход для работы в котором происходит при исчезновении напряжения или при недопустимом отклонении пара-

метров питающего напряжения на одном из вводов ЩР ТО, питание всех приемников электроэнергии технологического оборудования комплекса происходит от одного ввода.

В переходном режиме система электроснабжения работает в течение времени, за которое происходит переключение вводных и шиносоединительных автоматических выключателей в ЩР ТО.

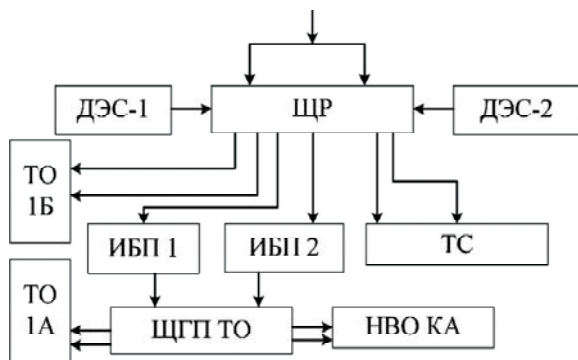


Рис. 3. Структурная схема СЭС СК РН «Циклон»

ДЭС — дизельная электростанция;
ЩР — щит распределительный;
ЩГП — щит гарантированного питания;
ТО — технологическое оборудование;
ТС — технические системы;
ИБП — источник бесперебойного питания;
НВО КА — наземное вспомогательное оборудование космического аппарата

Электроснабжение стартового комплекса при штатной работе и регламентных работах разработано с таким расчетом, чтобы питание технологического оборудования РН и КА и наземного технологического оборудования осуществлялось от разных трансформаторов. В режиме дежурства электроснабжение стартового комплекса осуществляется через маломощные трансформаторы, что позволяет повысить коэффициент мощности и снизить потери мощности в СЭС.

При проектуванні сучасних стартових комплексів сьогодні особлива увага приділяється безперебійному електропостачанню найбільш відповідальних споживачів електроенергії для успішного здійснення запуску ракети-носія. У статті розглянуто структури систем електрозабезпечення діючих стартових комплексів. Проведено аналіз розподілу електроенергії по всіх споживачах у всіх режимах роботи системи електрозабезпечення. Визначальну роль у забезпеченні надійного електропостачання стартового комплексу відіграють системи зовнішнього й внутрішнього електрозабезпечення. Електроживлення споживачів повинне відбуватися в умовах високої надійності живлення й мінімальних відхилень параметрів якості електроенергії від номінальних значень.

Nowadays at designing of modern rocket complexes much attention is given to uninterrupted power supplying of the most responsible power consumers. The power supply structures of the operating rocket complexes are considered in the article. It was made the analyses of power distribution of all consumers in all operational modes of rocket complexes. Systems of the external and internal power supplying play the determinative role in the providing of the safe power supplying of the rocket complex. Power supplying of the consumers is in the conditions of high reliability supplying and minimal divergence of power quality parameters from nominal values.

Заклучение

Обострение проблемы качественного и гарантированного электроснабжения электропотребителей КРК на современном этапе характеризуется следующими причинами:

- ростом потребления электрической энергии в условиях качественного совершенствования ракетно-космической техники;

- увеличением количества и номенклатуры приемников электрической энергии в каждом из объектов КРК, единичной и суммарной мощности объектов; расширением средств диспетчерского и технологического управления, в которых используется ЭВМ и микропроцессорная техника; необходимостью повышения экономической эффективности создаваемых элементов СЭС КРК.

Исходя из обзора и анализа схем СЭС КРК при проектировании стартовых комплексов современных ракет-носителей, специалисты должны учитывать, что электроснабжение наиболее ответственных потребителей КРК должно происходить в условиях высокой надежности питания от СЭС и минимальных отклонениях параметров качества электроэнергии от номинальных значений во всех режимах ее работы.

Литература

1. УРКТ-01.01. Правила космічної діяльності в Україні. Розробка, виготовлення та експлуатація ракетно-космічної техніки. ІТМ, НАНУ, НКАУ, ДКБ «Південне» — К., 2003. — 111 с.

2. Анализ создания системы электроснабжения для обеспечения гарантированного электропитания технологического оборудования наземного комплекса при подготовке и пуске РКН «Циклон-4»: Отчет об НИР / Объединение предприятий Электротехническая корпорация «ЭлКор». — Харьков, 2006. — 275 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р. техн. наук, проф. Габринцев В.А. Днепропетровский региональный институт государственного управления НАГУ, г. Днепропетровск.

УДК 621.438-762

Ю.А. Зеленый, О.А.Петрова

ГП «Ивченко - Прогресс », Украина

ДАЛЬНЕЙШАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОФИЛЯ ПЕРА ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ТСД

Рассмотрены результаты анализа экспериментальных данных по температурному состоянию профиля лопаток соплового аппарата ТСД с исходной и модернизированными системами охлаждения. Основываясь на этих результатах, выполнив соответствующие расчетные оценки системы охлаждения, была предложена и протермометрирована на двухкаскадном газогенераторе лопатка СА ТСД с более рациональной системой охлаждения профиля пера. Модернизированная система охлаждения привела к улучшению температурного состояния профиля пера лопатки, ее работоспособности и ресурса при неизменном расходе охлаждающего воздуха.

Лопатки соплового аппарата, продувка, температурное состояние, повреждения , работоспособность, модернизация, датчик ИМТК, эффективность охлаждения.

Введение

В процессе проектирования авиационных двигателей конструкторами прилагаются значительные усилия по учету всех факторов, которые могут в той или иной степени влиять на параметры и работоспособность деталей и узлов двигателя в процессе эксплуатации.

Однако наиболее весомым критерием достоверности принятых решений является анализ результатов испытаний двигателя по их проверке.

Такой анализ позволяет получать реальные результаты, по которым возможно производить усовершенствование деталей и узлов, с целью улучшения основных показателей двигателя.

1. Концепция исследований

В процессе длительной летной эксплуатации на двигателях эпизодически начали проявляться дефекты по корыту профиля пера на отдельных лопатках соплового аппарата ТСД, которые выражались в трещинах и разгарах.

Внешний вид лопатки с повреждениями профиля пера по корыту представлен на рисунке 1.

С целью выяснения причин такого дефекта было выполнено термометрирование лопаток СА ТСД датчиками ИМТК и многопереходными термокрасками. На первом этапе термометрировались лопатки с исходной системами охлаждения.

В результате термометрирования была выявлена высокая температура пера лопатки с исходной системой охлаждения на корыте в районе проявляющихся дефектов.



Рис. 1. Внешний вид поврежденной лопатки

Были разработаны и проверены термометрированием на двухкаскадном газогенераторе лопатки с модернизированными (модернизация 1 и модернизация 2) системами охлаждения профиля пера [1]. Обе модернизации дали положительный результат и привели в разной степени к снижению температур в месте дефекта.

Основываясь на результатах термометрирования лопаток с исходной и модернизированными системами охлаждения, выполнив соответствующие расчетные оценки системы охлаждения, была предложена и протермометрирована на двухкаскадном газогенераторе лопатка СА ТСД с более усовершенствованной системой охлаждения (модернизация 3).

Основной критерий модернизации — улучшение температурного состояния профиля пера

без дополнительного отбора охлаждающего воздуха.

Расход воздуха контролировался путем выполнения «холодных» продувок системы охлаждения окончательно изготовленных лопаток на специальной установке.

Схема исходной системы охлаждения профиля пера лопаток СА ТСД представлена на рисунке 2.

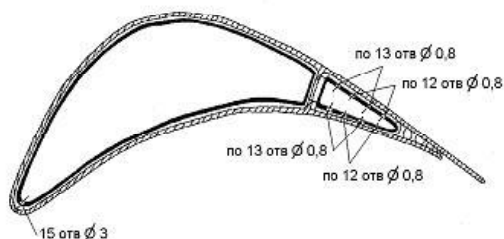


Рис. 2. Конструкция исходной системы охлаждения профиля пера лопаток СА ТСД.

Модернизация системы охлаждения заключалась в более рациональном перераспределении расходов охлаждающего воздуха в полостях лопатки за счет подводящих отверстий в заднем и переднем дефлекторах (снижение расхода воздуха там, где температура профиля ниже и дополнительный подвод воздуха туда, где температура профиля выше), не увеличивая при этом суммарный расход охлаждающего воздуха.

2. Содержание и результаты исследований

Термометрирование лопаток СА ТСД с исходной и модернизированными системами охлаждения проводилось датчиками ИМТК и многопереходными термокрасками на двухкаскадном газогенераторе. Исследованию подвергались две лопатки из всего комплекта, устанавливаемого на газогенератор. При всех испытаниях, препарированные лопатки устанавливались строго каждая на свое место в окружном направлении.

Испытания на разных этапах термометрирования проводились с различными жаровыми трубами камеры сгорания, имеющими различие в индивидуальных номерах и с различными комплектами топливных форсунок, имеющих свои индивидуальные особенности по расходным характеристикам.

Это оказывает влияние на формирование окружной и радиальной эпюры температурного поля газа на выходе из камеры сгорания, что в свою очередь сказывается и на температурном состоянии лопаток при каждой сборке, усложняя процесс приведения результатов термометрирования

к одинаковым условиям для сравнения и анализа.

В связи с этим, на каждой исследуемой лопатке СА ТСД устанавливались датчики ИМТК для замера местной температуры газа на входе в лопатку в районе входной кромки и температуры воздуха на входе в систему охлаждения лопатки.

Такой подход позволяет производить сравнительную оценку вариантов систем охлаждения по безразмерной эффективности охлаждения (Θ_L).

Расчет эффективности системы охлаждения (Θ_L) проводился по методике ЦИАМ при условии

$$\Theta_L = (T_{\Gamma}^* - T_L) / (T_{\Gamma}^* - T_B^*) = \text{const},$$

где:

- T_{Γ}^* – местная температура газа;
- T_L – измеренная местная температура пера лопатки;
- T_B^* – температура охлаждающего воздуха.

Схема расположения точек измерения температур на профиле пера лопатки представлена на рисунке 3.

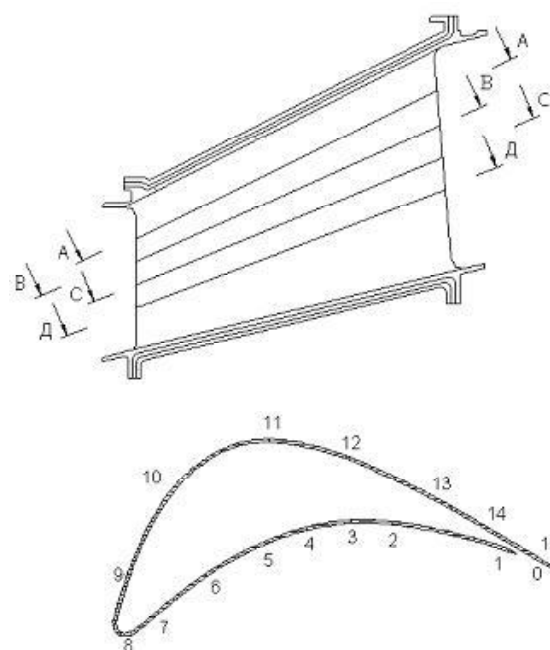


Рис. 3. Схема расположения точек измерения температур на профиле пера лопатки СА ТСД.

По результатам термометрирования выполнялись расчеты эффективности систем охлаждения лопаток СА ТСД исходного и модернизированных вариантов охлаждения.

На рисунках 4,5 представлены минимальные и максимальные Θ_L в точках сечения по высоте профиля, по результатам термометрирования проведенного ранее [1].

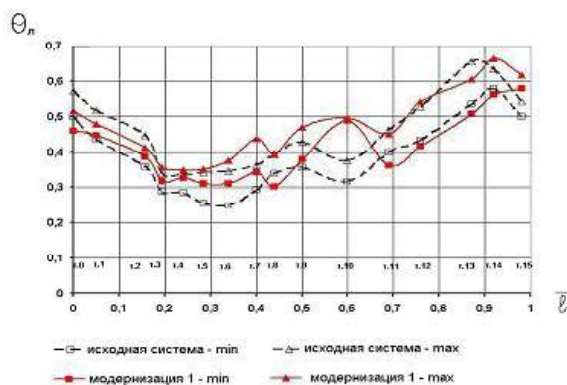


Рис. 4. Эффективность системы охлаждения модернизации 1 по отношению к исходной (лоп. А)

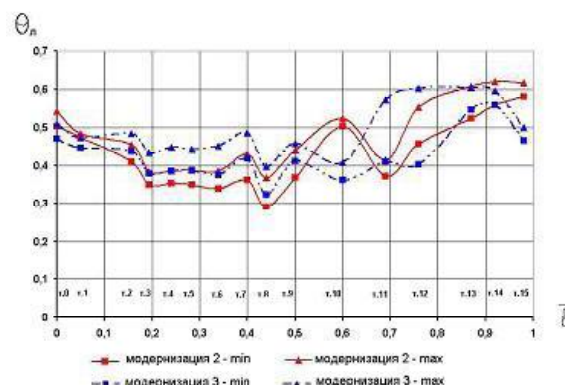


Рис. 6. Эффективность системы охлаждения модернизации 3 по отношению к модернизации 2 (лоп. Б)

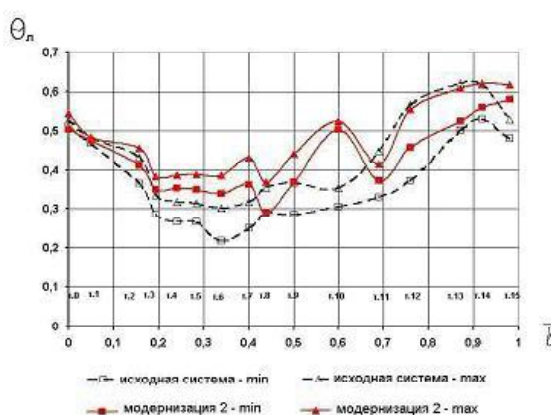


Рис. 5. Эффективность системы охлаждения модернизации 2 по отношению к исходной (лоп. Б)

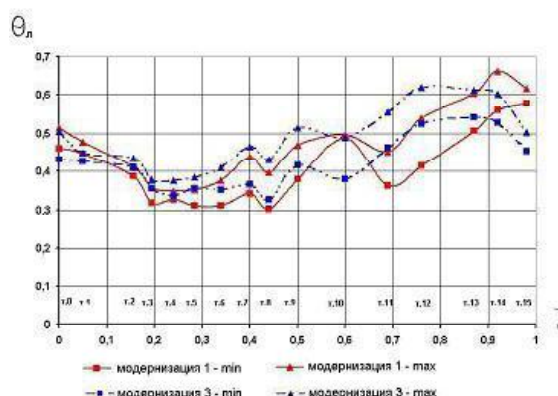


Рис. 7. Эффективность системы охлаждения модернизации 3 по отношению к модернизации 1 (лоп. А)

Из полученных результатов следует, что изменение системы охлаждения в соответствии с модернизацией 1 привело к снижению температуры корыта (в районе проявления дефекта) и спинки за входной кромкой до середины хорды профиля, далее температура спинки немного повысилась. Температура входной кромки практически не изменилась, температура выходной кромки со стороны корыта незначительно выросла, со стороны спинки снизилась.

Изменение эффективности охлаждения $\theta_{\text{л}}$ на величину 0,1 приводит к изменению температуры профиля на 90...100 °С. В целом модернизация 1 дает положительный результат по снижению температуры профиля в горячих местах, с незначительным повышением в холодных.

Модернизация 2 дает более весомый положительный результат в требуемых местах и приводит к более равномерному температурному полю профиля, с такими же особенностями по входной и выходной кромкам.

На рисунках 6,7 представлены минимальные и максимальные $\theta_{\text{л}}$ в каждой точке сечения по высоте профиля, для системы охлаждения модернизации 3.

Анализируя результаты, приведенные на рисунках 6, 7, можно отметить, что охлаждение пера лопатки, в соответствии с модернизацией 3, привело к еще более благоприятному температурному состоянию профиля, большему снижению температуры его «горячих» участков и незначительному повышению «холодных», не выходя при этом, за пределы применимости по температуре материала, из которого изготовлены лопатки.

Исходя из анализа вышеизложенных результатов, рекомендовано для внедрения в конструкцию двигателя систему охлаждения профиля пера лопатки СА ТСД в соответствии с модернизацией 3.

3. Заключение

Анализ результатов расчетно-экспериментальных исследований показывает, что наибольший эффект по улучшению температурного состояния профиля пера получен на лопатках с системой охлаждения модернизации 3. Выполненные работы позволили экспериментально проверить, подтвердить, выбрать и принять к внедрению лопатку СА ТСД с наиболее эффективной системой охлаждения, позволяющей улучшить ее работоспособность и ресурс, не изменяя отбор охлаждающего воздуха.

Литература

1. Зеленый Ю.А., Петрова О.А. Оптимизация и поиск рациональной системы охлаждения лопаток соплового аппарата ТСТ.//Авиационно-космическая техника и технология, –2006. – №8(34) – С. 121-123.

Поступила в редакцию 14.05.08

Рецензент: профессор Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», д.т.н. Олейник А.В.

Розглянуто результати аналізу експериментальних даних по температурному стану профілю лопаток соплового апарата ТСТ з вихідною і модернізованою системами охолодження. Ґрунтуючись на цих результатах, виконавши відповідні розрахункові оцінки системи охолодження, було запропоновано і протермометровано на двокаскадному газогенераторі лопатку СА ТСТ з більш раціональною системою охолодження профілю пера. Модернізована система охолодження привела до поліпшення температурного стану профілю пера лопатки, її працездатності і ресурсу при незмінній витраті охолоджувального повітря.

The results of an analysis of experimental data on temperature condition of IPT NGVs airfoil portions with original and updated cooling systems are examined. On the basis of these results a relevant computation of the cooling systems was carried out. And a new IPT nozzle guide vane with a more rational cooling system of its airfoil portion was proposed. With thermometry performed. The updated cooling system resulted in improvement of the nozzle guide vane airfoil portion temperature condition, and its serviceability and service life, the cooling airflow remaining unchangeable.

УДК 62-762.6; 621.438; 539.433

²Зиньковский А.П., ¹Рублевский Ю. В., ¹Иванов С. А., ¹Бандурко Е. А.,
¹Занин А. Е.

¹ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Украина

²Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИСКОВ ТУРБИНЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ЭНЕРГОПРИВОДА АИ 2500

В настоящей работе представлены сравнительные характеристики исходного и модифицированного под щеточные уплотнения вариантов турбины энергопривода газотурбинной электростанции АИ 2500. Приведены результаты гидравлических расчетов и анализ температурного состояния исходной и модифицированной системы охлаждения турбины. Конструктивное решение узла выполнено на основании расчетов напряженно-деформированного состояния, а так же расчетов собственных частот и форм колебаний элементов конструкции.

Энергопривод, гидравлические расчеты, охлаждения турбины, уплотнение, собственные частоты, формы колебаний, напряженно-деформированное состояние, трехмерная циклосимметричная модель, узловые окружности, конечные элементы.

Введение и постановка задачи

Повышение эффективности современных авиационных и стационарных газотурбинных двигателей остается актуальной задачей в настоящее время. Одним из возможных путей улучшения характеристик ГДТ является уменьшение утечек вторичного воздуха, отбираемого в компрессоре для нужд турбины (охлаждение, создание перепадов давления в опорах, компенсация осевого усилия на подшипники). Снижение утечек достигается за счет совершенствования уплотнений. Самым распространенным видом уплотнений между роторными и статорными деталями являются лабиринты, величина утечек через которые зависит от многих факторов (величина радиального зазора, конструктивное исполнение, количество и геометрия гребешков, динамика перемещений ротора и статора, технология изготовления).

Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одним из которых является щеточное.

Имеется целый ряд научно-исследовательских работ по разработке и внедрению щеточных уплотнений.

1. Объекты исследования

Щеточные уплотнения представляют собой кольцевую щетку из металлических проволочек малого диаметра из сплавов на основе никеля, хрома, кобальта или неметаллических волокон.

Волокна располагаются под углом к поверхности ротора для уменьшения трения между волокнами уплотнения и роторной деталью.

В настоящей работе представлены сравнительные характеристики исходного и модифицированного под щеточные уплотнения варианта турбины энергопривода газотурбинной электростанции АИ 2500.

С целью снижения расхода и температуры воздуха, поступающего в полости турбины ГТЭ АИ 2500, было предложено дополнительно установить за дисками 1 и 2 ступеней турбины щеточные уплотнения. Задача заключалась в том, чтобы с минимальными переделками и при сохранении исходной конструкции обеспечить возможность установки в турбине ГТЭ АИ 2500 щеточных уплотнений. Эта задача была решена путем модернизации существующего лабиринтного уплотнения. Предложенная конструкция представляет собой сочетание двух различных типов уплотнений лабиринтного и щеточного. Щеточное уплотнение расположено снизу под

уплотнительным буртом диска, который был доработан под установку щеточного уплотнения. Во всех известных конструкциях применяется «стандартная» схема установки щеточного уплотнения (вал вращается внутри щетки).

В предложенной конструкции реализована принципиально новая схема установки щеточного уплотнения, щетка расположена внутри вала волокнами наружу.

Исходная конструкция представлена на рисунке 1, а конструкция со щеточными уплотнениями представлена на рисунке 2.

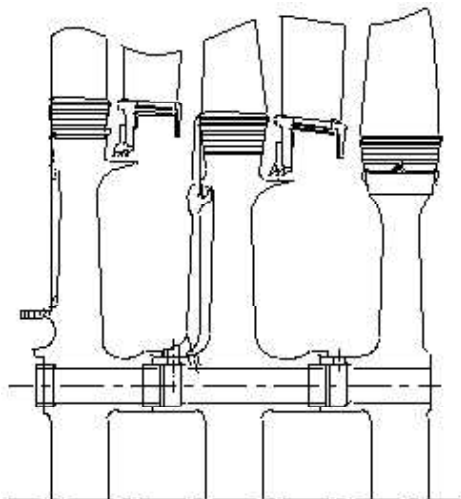


Рис. 1 Исходная система охлаждения дисков турбин

Для получения величин расходов воздуха в системе охлаждения турбины были проведены гидравлические расчеты исходной и модифицированной системы охлаждения турбины.

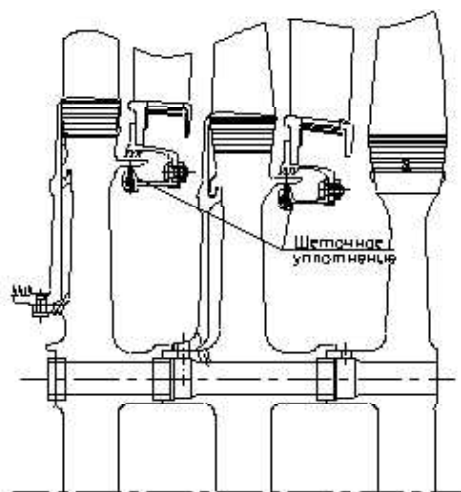


Рис. 2 Модифицированная система охлаждения дисков турбины

Для определения коэффициента расхода щеточного уплотнения использовались экспериментальные данные, полученные при продувках щеточных уплотнений на ГП «Ивченко-Прогресс» [1].

Результаты гидравлических расчетов (расходы и температуры воздуха через лабиринт и щеточное уплотнение) представлены в таблице 1. Были проведены расчеты температурного состояния исходных дисков турбины и дисков турбины, доработанных под постановку щеточных уплотнений, результаты которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты гидравлических расчетов

Параметр		Расход, %	Температура воздуха, °C	Δt , °C
Диск 1 ступени турбины	Лабиринт	5,32	687	82
	Щеточное уплотнение	1,6	605	
Диск 2 ступени турбины	Лабиринт	1,89	517	97
	Щеточное уплотнение	0,65	420	

Температурное состояние в деталях ротора определено методом конечных элементов на параметры взлетного режима $P_K^* = +15$ °C, $n = 12300$ об/мин, $T_K^* = 563$ K, $T_T^* = 1115$ K.

Результаты исследований показали возможность применения щеточных уплотнений на ГТЭ АИ 2500 при ее модернизации.

2. Расчетные модели и результаты расчета НДС и собственных частот и форм колебаний колец уплотнений

Постановка щеточных уплотнений в системе охлаждения турбины дает возможность повысить параметры турбины (снижение утечек, понижение температуры дисков на 80...90°, снижение удельного расхода, повышение мощности на 2,5%).

Изменения в конструкции узлов уплотнений включают в себя не только изменения роторных деталей (дисков), но и изменение конструкции статорных колец уплотнений. Подобного рода модификация влечет за собой изменения спектра колебаний статорных колец уплотнений, что может повлечь за собой возникновение резонансных явлений или автоколебательных процессов.

С целью определения работоспособности модифицированной конструкции были проведены прочностные расчеты. В частности учитывалось как изменение напряженно-деформированного состояния деталей роторов турбины, так и изменение динамических характеристик узлов ротора.

Расчеты напряженно-деформированного состояния деталей роторов турбины выполнены в

упругой и упруго-пластичной области по регламенту прогрева ЗМГ-Взлет-ЗМГ. Наиболее неблагоприятный момент времени взлетного режима по температурному состоянию в деталях роторов находится, как правило, в начале взлета или близкий к моменту времени с максимальной разностью температур между ободной и ступичной частью дисков.

Расчетная схема включила диск первой ступени ротора, диск второй ступени ротора, диск третьей ступени ротора, дефлекторов первой и второй ступеней, вала ротора, двух колец лабиринтных (рисунок 3).

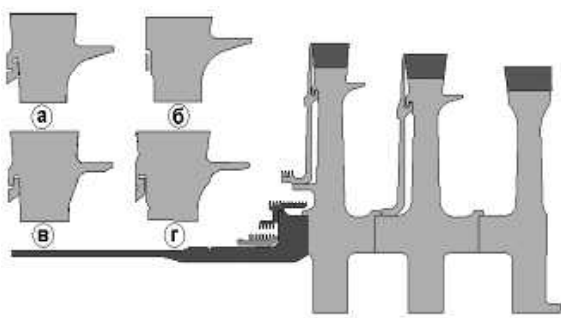


Рис. 3. Схема ротора для проведения расчетов МКЭ
а,б — исходная конструкция дисков;
в, г - доработанная конструкция дисков

Между ними заданы условия совместных перемещений в осевом и радиальном направлении на радиусе расположения болтов. На вале ротора со стороны задано нулевое осевое перемещение.

Центробежная сила от рабочих лопаток приложена в виде контурной нагрузки в ободной части дисков ротора, действующие на лопатки газовые силы приложены в виде осевой силы и момента сил на ободной части диска; также заданы значения давлений в тракте и полостях системы охлаждения ротора, полученные из гидродинамического и гидравлического расчетов.

Анализ результатов статических расчетов модифицированного и исходного роторов позволил подобрать величину радиуса доработки дисков первой и второй ступни ротора с минимальными последствиями для прочности дисков и уменьшения ресурса дисков.

Результаты расчетов, полученные на режиме прогрева ЗМГ-Взлет-ЗМГ для интересующего нас места, представлены на рисунке 4.

Для обеспечения надежной работы уплотнения был проведен ряд расчетов и определено конструктивное решение узла, основанное на расчетах собственных частот и форм колебаний методом конечных элементов. Изменения в конструкции узлов уплотнений включают в себя не только изменения роторных деталей (дисков), но и изменение конструкции статорных колец уплотнений. Подобного рода модификация влечет за собой изменения спектра колебаний статор-

ных колец уплотнений, что может повлечь за собой возникновение резонансных явлений или автоколебательных процессов. Известно [2], что расчет спектра собственных частот и форм колебаний системы со строгой циклической симметрией сводится к рассмотрению ее периода с соответствующими граничными условиями, которые учитывают влияние соседних периодов. Вид периодов соответствующих колец уплотнений приведен на рисунке 5.

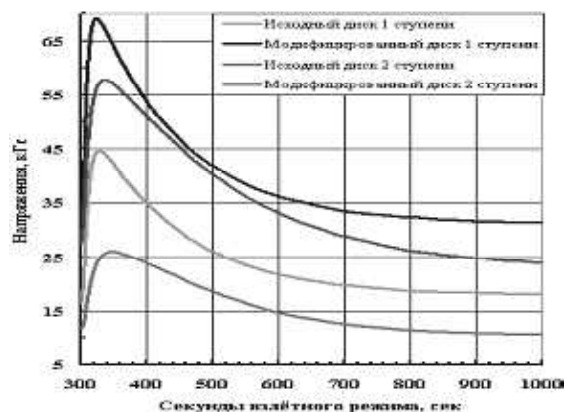


Рис. 4. Напряжения в радиусе перехода, полученные на режиме прогрева ЗМГ-Взлет-ЗМГ

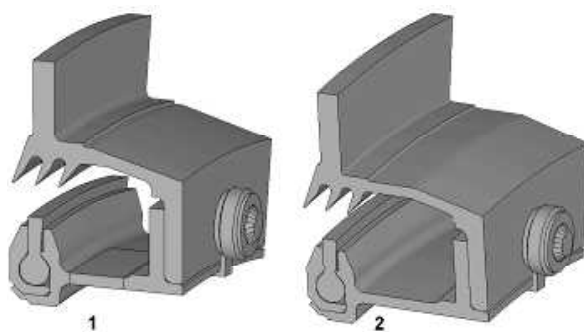


Рис. 5. Расчетные модели статорных колец первой (1) и второй (2) ступеней турбины

Периоды колец исследуемых уплотнений представляют собой сектора колец с углом 12° , который был выбран исходя из количества крепежных болтов колец. Это означает, что порядок симметрии рассматриваемых систем равен 30. Отброшенная часть была учтена приложением стандартных условий циклосимметрии.

Расчетная схема включала кольцо щеточных уплотнений, болты крепления и лабиринтное кольцо. Между ними заданы условия совместных перемещений в осевом и радиальном направлении по месту расположения болтов. На лабиринтном кольце в месте его крепления задано нулевое осевое перемещение. Сетка конечных

элементов статорного узла уплотнений первой ступени турбины состояла из 41673 узлов и 8436 элементов, второй ступени турбины состояла из 92092 узлов и 17904 элементов.

С использованием разработанных КЭ моделей колец уплотнений были проведены расчеты их спектров собственных колебаний в предположении строгой циклической симметрии. Для определения резонансных частот колебаний выбранных объектов исследования строились частотные диаграммы — зависимости собственных частот колебаний от числа оборотов с учетом влияния давлений в полостях, центробежных сил и температуры. Кроме того, определялись частотные функции колец исследуемых уплотнений.

На рисунке 6, приведены частотные функции и частотная диаграмма статорного кольца первой ступени, а на рисунке 7 — частотные функции и частотная диаграмма статорного кольца второй ступени, полученные для параметров взлет-

ного режима. Как видно, собственные частоты колебаний лежат выше частоты возбуждения колебаний, т.е. для данного уплотнения нет условий для возбуждения резонансных колебаний колец.

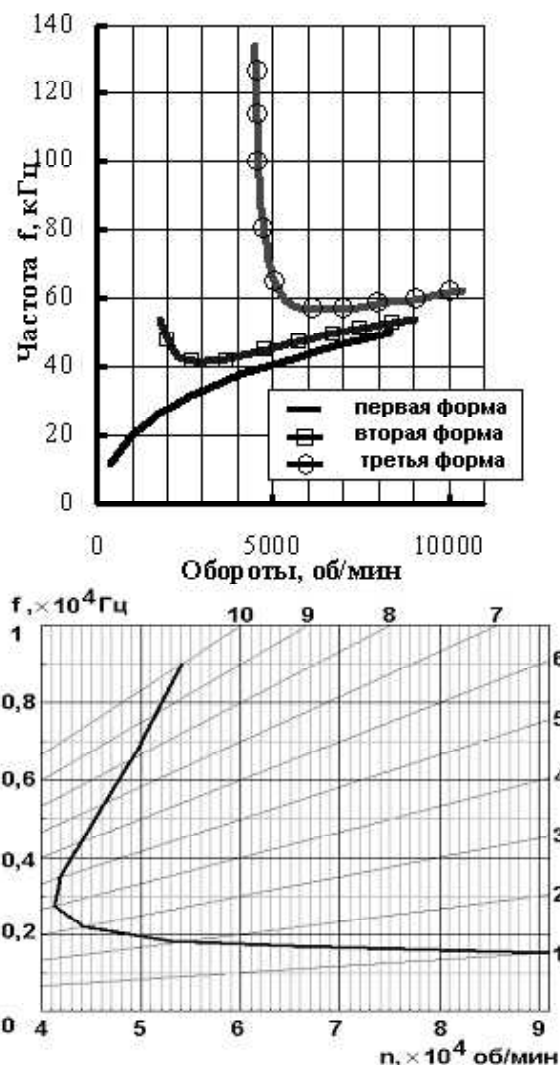


Рис. 6. Частотные функции и частотная диаграмма статорного кольца первой ступени

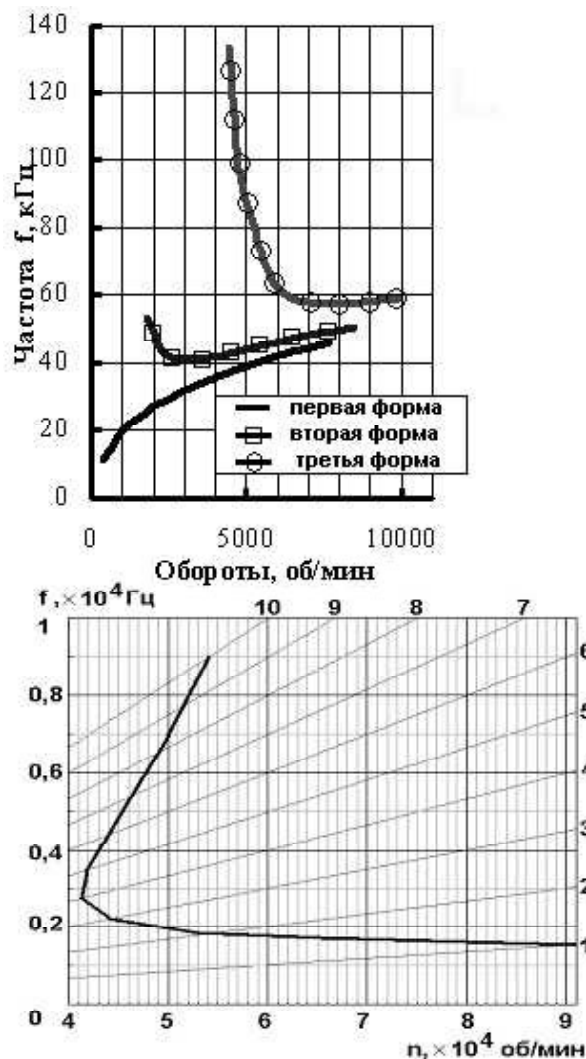


Рис. 7. Частотные функции и частотная диаграмма статорного кольца второй ступени

Анализ и расчеты собственных частот колебаний исследуемых колец уплотнений показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний исследуемых колец уплотнений.

Заключение

Таким образом, проведенные расчеты показали работоспособность модифицированной системы охлаждения дисков турбины и целесообразность применения в ней щеточных уплотнений.

По результатам исследований выпущена конструкторская документация для проверки эффективности мероприятий и последующего внедрения в эксплуатацию.

Литература

Поступила в редакцию 29.06.08

1. Рублевский Ю.В., Бандурко Е.В., Иванов С.А. Экспериментальное исследование эффективности и работоспособности щеточных уплотнений из различных материалов. Вестник двигателестроения №2. 2004. — 103 с.

2. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. — М. : Машиностроение, 1983. — 224 с.

Рецензент: профессор Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», д.т.н. Олейник А.В.

У дійсній роботі представлено порівняльні характеристики вихідного і модифікованого під щіткові ущільнення варіантів турбіни енергоприводу газотурбінної електростанції АІ 2500. Приведено результати гідравлічних розрахунків і аналіз температурного стану вихідної і модифікованої системи охолодження турбіни. Конструктивне рішення вузла виконане на підставі розрахунків напружено-деформованого стану, а також розрахунків власних частот і форм коливань елементів конструкції.

In the present work comparative characteristics initial and modified under brush seal of a variant of the turbine gas turbine drive are submitted to power station AI 2500. Results of hydraulic calculations and the analysis of a temperature condition of the initial and modified system of cooling of the turbine are resulted. The constructive decision of unit is executed on the basis of calculations tensely - deformed conditions, and as calculations of own frequencies and forms of elements of a design.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.10

В.О. Повгородний

Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного,
Украина**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕРМОУПРУГОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН**

Экспериментально-теоретическое исследование термоупругого состояния элементов турбостроения осуществляется исходя из решения обратной задачи термоупругости. В результате решения обратной задачи термоупругости можно определить температурное поле диска турбины исходя из температурных напряжений. Обратная задача термоупругости решается с использованием уравнения Фредгольма и конечно-разностный аналог ядра интегрального оператора строится, исходя из кусочно-постоянной аппроксимации, и позволяет заменить эксперимент. В качестве примера рассмотрим полый круговой цилиндр. Результаты расчета можно использовать как неотъемлемую часть проектирования объектов энергетического машиностроения (паровых и газовых турбин), а также расчета их ресурса и выбора системы охлаждения.

Введение

Сформулируем следующую задачу экспериментально-теоретического исследования термоупругого напряженного состояния тела. Пусть в теле, занимающем область V , имеется стационарное неоднородное температурное поле и соответствующее ему поле термоупругих напряжений. В результате измерений на части поверхности S температура $T(s)$ и тензор термоупругих напряжений $\sigma_{ij}(s)$ считаются известными. При этих условиях требуется определить температуру $T(x)$ поверхности L .

1. Формулирование проблемы

Тензор термоупругих напряжений $\sigma_{ij,j}$ в рассматриваемом случае удовлетворяет следующей системе дифференциальных уравнений стационарной термоупругости в напряжениях [1]

$$\sigma_{ij,j} = 0,$$

$$\sigma_{ij,kk} + \frac{1}{1+\mu}(\sigma_{kk} + \alpha_t ET), ij = 0, \quad (1)$$

$$\sigma_{ij}n_j = 0 \text{ на } L+S.$$

Здесь σ_{kk} — первый вариант тензора напряжений; α_t — коэффициент теплового расширения; E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона; T — температурное поле без источни-

ков; n_j — компоненты единичного вектора внешней нормали в точках поверхностей L и S .

Рассмотрим случай, когда в точке $x_0 \in L$ задана обобщенная функция температуры $T_0 \delta(x - x_0)$, где T_0 — константа, $\delta(x - x_0)$ — дельта-функция Дирака. На части поверхности S положим температуру, равную нулю. Найдем в этом случае решение уравнений теплопроводности для рассматриваемой области. Эта задача является полностью определенной в смысле краевых условий и корректно поставленной. В результате решения системы уравнений (1) определим распределение значений тензора напряжений в объеме тела, в том числе и на поверхности S . Обозначим тензор напряжений на S через $H_{ij}(s, x_0)$. Пусть точка x_0 пробегает все множество точек, принадлежащих L . В результате построим функции Грина для напряжений. Зная функции Грина $H_{ij}(s, x_0)$, можно определить напряженное состояние на поверхности S от произвольного распределения температуры $T(x)$ на поверхности L при условии равенства нулю температуры на S . Тензор напряжений в точках $s \in S$ можно представить в следующем виде

$$\sigma_{ij}(s) = \int_L H_{ij}^t(s, x)T(x)dL(x). \quad (2)$$

Поскольку выражение (2) представляет собой суперпозицию решений краевых задач термоупругости, то тензор напряжений $\sigma_{ij}(x)$ также будет удовлетворять системе уравнений линейной термоупругости (1).

Рассмотрим теперь случай, когда на поверхности S задана температура $T(S)$, известная из постановки задачи, а на поверхности L температура равна нулю. Найдем в этом случае решение системы уравнений (1) – (2). Эта задача также является полностью определенной в смысле краевых условий и конкретно поставленной. В результате решения определим распределение значений тензора напряжений в объеме тела и в точках $s \in S$. Обозначим тензор напряжений на S через $\sigma_{ij}^0(x)$. Предположим теперь, что распределение температуры как на поверхности S , так и на поверхности L известно ($T(x)$ и $T(s)$). Тогда заданный на наружной поверхности тензор напряжений $\sigma_{ij}^*(x)$ будет удовлетворять следующему уравнению

$$\sigma_{ij}^*(s) = \sigma_{ij}^0(s) + \int_L H_{ij}^t(s, x) T(x) dL(x). \quad (3)$$

Тензор термоупругих напряжений, определяемый этим выражением, ввиду линейности рассматриваемой задачи удовлетворяет всем уравнениям термоупругости и заданным граничным условиям.

При известном распределении температуры $T(s)$ и известном тензоре напряжений $\sigma_{ij}^*(x)$ на поверхности S представление (3) является уравнением относительно неизвестного распределения температуры $T(x)$ на поверхности L .

Перепишем уравнение (3) в следующем виде

$$\int_L H_{ij}^t(s, x) T(x) dL(x) = \varphi_{ij}(s),$$

где $\varphi_{ij}(s) = \sigma_{ij}^*(s) - \sigma_{ij}^0(s)$, $ij = 1, 2, 3$.

Таким образом, для нахождения неизвестного распределения $T(x)$ на поверхности S необходимо решить это интегральное уравнение Фредгольма первого рода. Решение этого уравнения представляет собой обратную задачу термоупругости, в которой изучаемый объект (в данном случае $T(x)$ – распределение температуры на L) не доступен для прямого экспериментального исследования, и изучается его некоторое проявление $\varphi_{ij}(s)$.

2. Решение проблемы

Методы решения обратной задачи термоупругости аналогичны рассмотренным выше. Но здесь необходимо отметить, что построение альтернирующего итерационного процесса в этой задаче невозможно ввиду специфики граничных условий, задаваемых на поверхности измерений.

Задача не сводится к некоторой корректно-поставленной, минуя использование процедуры регуляризации или конструктивного выделения компактного множества корректности, на котором возможен поиск искомого решения. В то же время рассматриваемая задача характеризуется тем обстоятельством, что искомая величина является скалярной величиной, а отклик ее проявляется в виде тензорной величины. Это весьма благоприятное обстоятельство, позволяющее во многих случаях получать устойчивые приближения, не пользуясь методом регуляризации. Используя же регуляризацию, можно в широких пределах варьировать эффективную зону измерений, сужая ее до тех пределов, с которых начинает сказываться неустойчивость алгоритма регуляризации [2, 3].

Изложенный метод восстановления температуры на недоступных для измерений поверхностях может быть использован при рассмотрении нестационарной задачи термоупругости, в том числе с распределенными по объему источниками тепла. Отличие этой задачи от рассмотренной стационарной заключается в способе построения интегрального оператора, являющегося функцией времени и определяемого из решения уравнений нестационарной термоупругости.

Могут быть также найдены значения κ_T относительного коэффициента теплообмена из соотношения $\kappa_T = T_n / (\theta - T)$, где θ – известная температура внешней среды или теплоносителя, а градиент температуры T_n в точках на границе тела вычисляется по данным восстановленного в объеме тела температурного поля.

В качестве примера рассмотрим полый круговой цилиндр, имеющий радиальные размеры, но ограниченную длину $2L = 200$ мм, и находящийся под действием осесимметричного, нестационарного температурного поля, полученного при нулевой начальной температуре и мгновенно нагреваемой внутренней поверхности, поддерживаемой неизменной во времени. На торцах и внешней поверхности цилиндра поддерживается нулевая температура. Коэффициент температуропроводности материала цилиндра $a = 2,3 \cdot 10^4$ мм²/с. Требуется при известных на внешней поверхности осевых и кольцевых напряжениях σ_{xx} и $\sigma_{\theta\theta}$, приведенных на рис. 1 и соответствующих 40-й секунде прогрева, определить распределение температуры на внутренней поверхности цилиндра и возникающие в нем термоупругие (температурные) напряжения.

При решении этой задачи конечно-разностный аналог ядра интегрального оператора строился исходя из кусочно-постоянной аппроксимации функции, задающей распределение температуры на внутренней поверхности. Взята сетка с шагом

$\Delta x = 10$ мм, на которой температурное воздействие последовательно на каждом интервале сетки принималось постоянным и равным $T_0 = \text{const}$ при нулевом значении температуры на всей остальной части поверхности. При этих условиях решались краевые задачи термоупругости (десять задач при принятой сетке) и были построены ядра $H_{xx}^T(s_j, x_j)$ и $H_{\theta\theta}^T(s_j, x_j)$, соответствующие 40-й с прогрева цилиндра, где $i = \overline{1, 20}$ и $j = \overline{1, 10}$.

На рис. 1 приведены результаты решения обратной задачи термоупругости. Кривая 1 (сплошная) соответствует точному распределению температуры на внутренней поверхности, кривая 2 (пунктир с точкой) соответствует регуляризованному решению обратной задачи, полученному по точным значениям совместно использованных осевых и кольцевых напряжений на внешней поверхности.

На рис. 2 представлены регуляризованные решения при двух уровнях погрешности задания кольцевых и меридиональных напряжений. Кривые 1 и 2 отвечают значениям относительных случайных ошибок с нормальным законом распределения, не превышающим соответственно 5 и 10% от величины напряжений в узловых точках s_j . Рисунок иллюстрирует устойчивость регуляризованных приближений к возмущению исходных данных (кривая 3 — точное значение искомой температуры).

Полученные результаты показывают следующее. Регуляризованное решение (см. кривую 3 на рис. 1), полученное на основе совместного использования информации о кольцевых и меридиональных напряжениях, обладает высокой степенью приближения к точному решению. Хотя количество информации, необходимое для восстановления распределения температуры в рассматриваемом случае, могло бы быть значительно меньшее, использование избыточной информации позволило получить устойчивые приближения в широком диапазоне изменения параметра регуляризации. Практически оптимальное значение параметра регуляризации в приведенном на рис. 1 случае занимает интервал $0,01 \geq \alpha \geq 0,00001$. Приведенное на рис. 1 нерегуляризованное решение (кривая 3), хотя и «разболтано», но отражает тенденцию поведения искомого решения. При получении нерегуляризованного решения с меньшим или минимально необходимым количеством исходной информации наблюдается усиление «разболтки». При этом зона оптимальных значений параметра регуляризации сильно сужается.

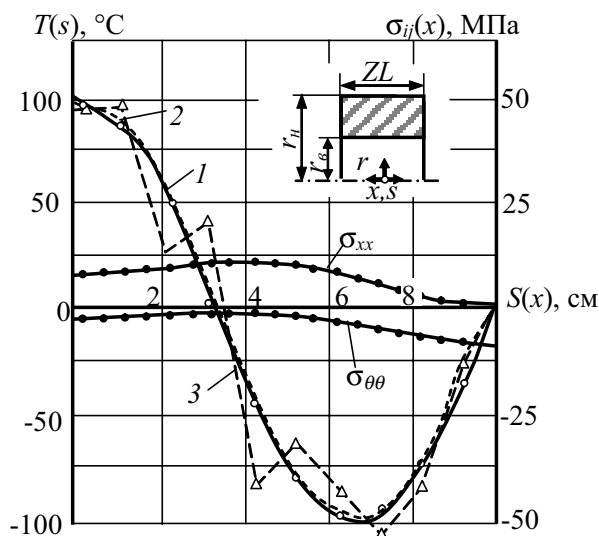


Рис. 1. Исходные данные (напряжения σ_{xx} и $\sigma_{\theta\theta}$ на внешней поверхности) и результаты восстановления распределения температуры (на внутренней поверхности)
1 — точное решение; 2 — регуляризованное решение;
3 — нерегуляризованное решение

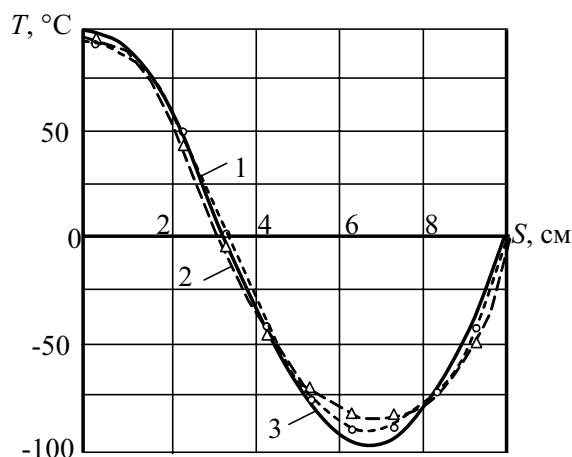


Рис. 2. Регуляризованные решения при двух уровнях погрешностей исходных данных
1 — точное решение; 2 — регуляризованное решение;
3 — нерегуляризованное решение

Выводы

Решение проблемы регулирования внешних или внутренних температурных силовых нагрузок, при которых будут достигнуты температурные напряжения или перемещения в элементах конструкций в пределах допустимых значений, имеют теоретическую и практическую ценность. Целесообразно считать, что единственный

путь нахождения этих величин как функции времени и геометрических координат заключается в решении обратных задач теплопроводности и термоупругости и определении температурного поля исходя из поля температурных напряжений.

Кроме того, экономичность состоит в том, что дороговизна и сложность экспериментальных исследований вызывает необходимость создания расчетно-теоретических методик исследования данных технических объектов и разработки алгоритмов для аналитического и численного решения ряда тестовых задач температурного управления.

Литература

1. Бахышев Ш.М. Обратные задачи термоупругости. — М.: Прометей, 2002. — 152 с.
2. Крысько В. А, Павлов В. А Оптимизация формы термоупругих тел. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2000. — 160 с.
3. Романов В.Г. Обратные задачи математической физики. — М.: Наука, 1984.— 261 с.

Поступила в редакцию 29.06.08

Рецензент: д.т.н., профессор Шубенко А.Л.
Институт проблем машиностроения НАН Украины, г. Харьков

Експериментально-теоретичне дослідження термопружного стану елементів турбобудування здійснюється виходячи з вирішення оберненої задачі термопружності. В результаті вирішення оберненої задачі термопружності можна визначити температурне поле диска турбіни виходячи з температурних напруг. Обернена задача термопружності вирішується з використанням рівняння Фредгольма та кінцево-різностний аналог ядра інтегрального оператора будувався, виходячи з кусково-постійної апроксимації та дозволяє замінити експеримент. В якості прикладу розглянуто полий круговий циліндр. Результати розрахунку можна використовувати як невід'ємну частину проектування об'єктів енергетичного машинобудування (парових та газових турбін), а також розрахунку їх ресурсу та вибору системи охолодження.

The article devoted to problems of definition and study of mechanical characteristics and temperature field of damption of mechanical constructions of element's of turbine and inverse problem of the thermoelasticity.. The temperature field is definite with account temperature stress. The results of calcuations of the thermal and stress state's are received by the Valter's method and finite element's method and Fredgol'm equations. The example — long cylinder. The main results of the paper have been implemented in the project of the turbine's elements industrial production in developing new device 's of turbine's in Ukraine.

УДК 539.3

Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, И. И. Мележик

Институт проблем машиностроения А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, УкраинаРАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

Развита методика расчетной оценки трещиностойкости элементов роторов турбомашин. Коэффициент интенсивности напряжений вычисляется с использованием интерполяционного метода А.В.Овчинникова или метода конечных элементов. Проведено исследование трещиностойкости ротора цилиндра высокого давления Т-250/300 при наличии трещины в расточке осевого канала, в донной части термокомпенсационной канавки и трехопорного замкового соединения елочного типа газотурбинной установки ГТК-10-4 при наличии трещины в районе верхнего зуба диска с учетом неточности изготовления соединения в пределах допуска. Исследовано влияние разброса экспериментальных данных по трещиностойкости материала, релаксации напряжений, а также изменения геометрии трещины при ее развитии на живучесть конструкции.

Трещина, живучесть, коэффициент интенсивности напряжений, метод конечных элементов, ротор, замковое соединение.

Вопросы продления индивидуально ресурса элементов энергомашин в настоящее время являются актуальными в связи с тем, что расчетный срок службы значительной части энергетического оборудования ТЭС Украины исчерпан или близок к этому.

Решению данной проблемы посвящено множество работ, однако, в них недостаточно уделяется внимания развитию методов расчетной оценки кинетики трещин для элементов конструкций сложной геометрии и учету влияния различных факторов.

В предложенной методике оценки трещиностойкости [1, 2] в отличие от известных методик, применяемых на практике [3, 4], учитывается релаксация напряжений при ползучести, изменение геометрии трещины, зависимость характеристик материала от температуры, коэффициент асимметрии цикла нагружения, сложность напряженного состояния в вершине трещины, перераспределение напряжений при эксплуатации и другие факторы.

Методика основывается на численном интегрировании уравнений развития трещины от начальной величины до достижения критического размера. Подрастание трещины рассматривается от ползучести и от малоциклового усталости материала. При этом используется принцип линейного суммирования скоростей роста трещины от всех режимов, которые определяются уравнениями типа Пэриса через коэффициент интенсив-

ности напряжений (КИН) в вершине трещины при ползучести материала [5] или через его размах при циклическом нагружении с учетом асимметрии цикла нагружения [6]

$$\frac{dL}{dt} = C_C (K_I)^{n_C}, \quad (1)$$

$$\frac{dL}{dN} = C_N \left(\frac{\Delta K_I}{\sqrt{1-R}} \right)^{n_N}, \quad (2)$$

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}}, \quad (3)$$

где L – глубина трещины;
 N – число циклов нагружения за тысячу часов;

$K_I, \Delta K_I$ – КИН нормального отрыва и его размах;

t – время;

C_N, n_N, C_C, n_C – экспериментальные данные по трещиностойкости материала;

R – коэффициент асимметрии цикла нагружения;

$K_{I \max}, K_{I \min}$ – максимальный и минимальный КИН в цикле.

Интегрирование во времени кинетических уравнений осуществлялось методом Эйлера с автоматическим выбором шага.

В данной работе предлагается изменение напряжений во времени вследствие релаксации напряжений при ползучести материала учесть по экспоненциальному закону

$$\sigma^C(x, t) = \sigma_{уст}^C(x) + (\sigma_n^C(x) - \sigma_{уст}^C(x))e^{-\frac{mt}{t_r}}, \quad (4)$$

где $\sigma^C(x, t)$ – напряжения ползучести на стационарном режиме эксплуатации конструкции;

$\sigma_{уст}^C(x)$ – напряжения при установившейся ползучести, полученные из решения задачи ползучести;

$\sigma_n^C(x)$ – напряжения в начальный момент времени, определенные из решения упругой задачи;

t_r – время релаксации напряжений;

m – степень релаксации;

t – текущее время.

Параметры t_r и m выбираются из условия наилучшей аппроксимации зависимостью (4) решения задачи ползучести.

При ползучести вследствие релаксации возникают остаточные напряжения $\sigma(x, t)$, которые влияют на распределения напряжений при циклических режимах

$$\sigma(x, t) = \sigma^C(x, t) - \sigma_n^C(x). \quad (5)$$

Зарекомендовавший себя интерполяционный метод А.В.Овчинникова [7] для определения КИН при прямоугольной расчетной области, не позволяет определить эти характеристики, когда имеет место элемент сложной геометрии с трещиной, или наблюдается перераспределение напряжений при эксплуатации. Для этого в данной работе предлагается определять КИН с использованием МКЭ [2].

Излагаемая методика позволяет рассматривать сложное напряженное состояние в районе вершины трещины. В этом случае при решении задачи необходимо учитывать КИН нормального отрыва K_I , КИН поперечного сдвига K_{II} и продольного сдвига K_{III} . По экспериментальным данным [8] $K_{IIIC} \approx K_{IIIC} \approx (0,6...0,8)K_{IC}$, где K_{IC} , K_{IIIC} , K_{IIIC} – вязкость разрушения при отрыве и сдвигах. Для оценки кинетики трещины в данной работе предлагается использовать эквивалентное значение КИН K_e , которое на основании критериев разрушения при сложном напряженном состоянии [9], подтвержденном экспериментально, с учетом $K_{IIIC} \approx K_{IIIC} \approx 0,7K_{IC}$ определяется формулами

$$K_e = \sqrt{K_I^2 + 2K_{II}^2}, \quad (6)$$

$$K_e = \sqrt{\frac{K_I^2}{2} + \sqrt{\frac{K_I^2}{4} + 4K_{III}^4}}. \quad (7)$$

Время трещиностойкости конструкции $t_{кр}$ определяется как минимальное время, при котором выполняется одно из следующих равенств:

$$K_I = K_{IC}, \quad (8)$$

$$\Delta K_I = \Delta K_{If}, \quad (9)$$

При достижении одного из условий (8, 9) начинается лавинообразное разрушение конструкции. При этом достигнутые размеры трещины называются критическими размерами $L_{кр}$ и $C_{кр}$.

Допустимое время живучести с учетом коэффициентов запасов определяется как минимальное время, за которое достигается одно из трех значений

$$[K_I] = \frac{K_{IC}}{n_c},$$

где $[K_I]$ – допустимое значение КИН,

n_c – коэффициент запаса по КИН ($n_c=1,5$);

$$[L] = \frac{L_{кр}}{n_L},$$

где $[L]$ – допустимое значение глубины трещины,

n_L – коэффициент запаса по глубине трещины ($n_L=2,2$);

$$[t] = \frac{t_{кр}}{n_t},$$

где $[t]$ – допустимое время по живучести,

n_t – коэффициент запаса по живучести ($n_t = 3$).

На каждом расчетном шаге при интегрировании уравнений проверяются условия (8, 9) в вершинах трещины. Выполнение этих условий означает внезапное страгивание и рост трещины. Если же при этом достигается $K_I < K_{IC}$ или $\Delta K_I < \Delta K_{If}$, то лавинообразное движение трещины прекращается, и дальнейший расчет кинетики трещины продолжается по указанной схеме, пока трещина не станет сквозной.

Предложенная методика может быть применена при оценке трещиностойкости наиболее ответственных и дорогостоящих частей турбин (роторов и корпусов), которые лимитируют ресурс ротора.

Хотя живучесть роторов не учитывается при оценке ресурса турбин, она представляет значительный интерес для определения сроков межремонтного контроля, а также для назначения разделяющей способности методов дефектоскопии при обнаружении трещин. Вместе с тем в корпусах турбин допускается наличие трещин установленных размеров, и живучесть включается в их расчетный ресурс [10]. Определение размеров дефектов и характеристик трещиностойкости материала позволит оценить надежность работы агрегата.

В роторах турбин высокая температура и значительные температурные напряжения имеют место в зоне росточки осевого канала под первой ступенью, что может привести к появлению трещин.

Вместе с тем после эксплуатации в роторах трещины часто обнаруживают на поверхностях термокомпенсационных канавок. Их зарождение можно объяснить концентрацией напряжения в этой зоне, вызванной интенсивным теплообменом и геометрий конструкции ротора.

В качестве примера выполнена оценка трещиностойкости ротора цилиндра высокого давления (ЦВД) Т-250/300 при расположении трещины в расточке осевого канала и донной части термокомпенсационной канавки. Рассматривались следующие режимы работы турбины: стационарный режим (СР) при номинальном нагружении; пуск с холодного состояния (ПХС) – 0,342 цикла за тысячу часов; пуск с неостывшего состояния (ПНС) – 0,342 цикла за тысячу часов; пуск с горячего состояния (ПГС) – 0,342 цикла за тысячу часов; переменный режим (ПР) – 397 цикла за тысячу часов.

Приняты следующие константы уравнения Пэриса материала ротора: при малоцикловой усталости $C_N = 6,32 \cdot 10^{-11}$, $n_N = 3,176$,

$\Delta K_{If} = 50 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$ [3], при ползучести ($T = 520 \text{ C}^0$) $C_C = 4,6602 \cdot 10^{-11}$, $n_C = 5,0685$,

$K_{IC} = 60 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$.

В расточке осевого канала в районе первой ступени рассмотрена поверхностная полуэллиптическая трещина и подповерхностная эллиптическая трещина на разных глубинах залегания g размерами $L = 1 \text{ мм}$, $C = 4 \text{ мм}$. КИН вычислялся с использованием метода А.В.Овчинникова [7].

Подповерхностная трещина на глубине залегания $g = 2 \text{ мм}$ и $g = 6 \text{ мм}$ выходит на поверхность через 224,6 и 1093 тысячи часов, соответственно, и далее рассматривается как поверхностная.

Результаты оценки живучести ротора ЦВД турбины Т-250/300 при наличии трещины в зоне расточки осевого канала приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты оценки живучести ротора ЦВД турбины Т-250/300 при наличии трещин в зоне расточки осевого канала

Величина	Коэффициент запаса	Время, тысячи часов		
		поверхностная трещина	подповерхностная трещина	
			$g=2 \text{ мм}$	$g=6 \text{ мм}$
$[t]_{KI}$	1,2	1294,02	1248,98	1610,46
$[t]_L$	2,2	1229,5	1185	1548
$[t]_t$	1,5	915,4	885,371	1126,5
$t_{кр}$	-	1373,1	1328,06	1689,75

Как показали исследования, при учете разброса экспериментальных данных (величина C_N изменилась на два порядка, n_N – около 56%) живучесть ротора с трещиной изменяется на 10 %, при учете релаксации напряжений живучесть ротора повышается на 5%, а при учете смены соотношения полуосей эллиптической трещины при ее росте – на 37%.

С использованием МКЭ [11] получены напряжения в зоне термокомпенсационной канавки переднего концевого уплотнения на разных режимах работы конструкции (рис. 1). Из-за сложности геометрии и поля напряжений, вызванного температурными деформациями, КИН вычислялся с использованием МКЭ [2].

Оценивалась трещиностойкость ротора при наличии поверхностной одномерной трещины глубиной $L = 0,5 \text{ мм}$ в районе термокомпенсационной канавки.

Расчетами установлено, что на стационарных режимах работы напряжения от температуры и от центробежных сил в термокомпенсационных канавках малы, поэтому влияние ползучести на развитие трещины незначительно, и кинетика трещины рассматривается только от циклических режимов нагружения.

Значения КИН в зависимости от глубины трещины и режима работы приведены в таблице 2. Изменение глубины трещины во времени приведены на рис. 2.

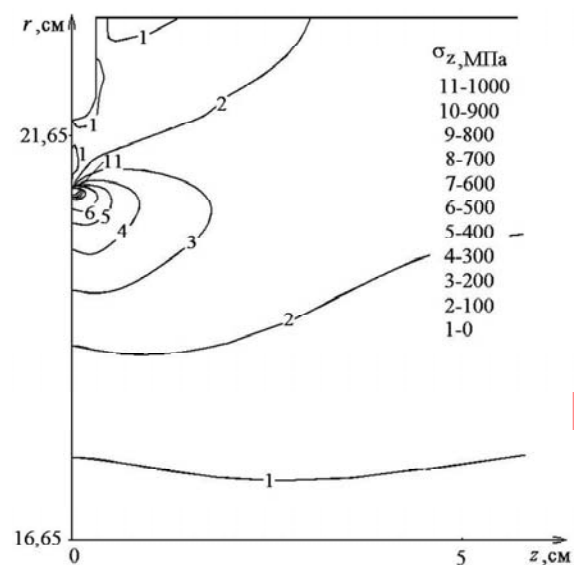


Рис. 1. Распределение максимальных осевых напряжений в районе термокомпенсационной канавки при ПГС при наличии трещины глубиной 0,85 мм

Таблица 2
КИН в зависимости от глубины трещины и режима работы

Режим	Глубина трещины L , см				
	0,05	0,3	0,85	1,85	5,85
КИН, МПа $\sqrt{м}$					
ПГС	43,9	57,5	62,3	66,1	48,7
	-37,6	-49	-52,5	-55,3	-23,3
ПХС	22,6	29,3	31,0	31,1	19,5
	-17,2	-22,1	-23,0	-23,0	-13,2
ПНС	22,6	29,3	31,0	31,1	19,5
	-12,2	-15,9	-17,3	-18,7	-15,7
ПР	14,8	19,4	21,1	22,5	17,9
	-22,3	-29	-31,2	-32,8	-24,8

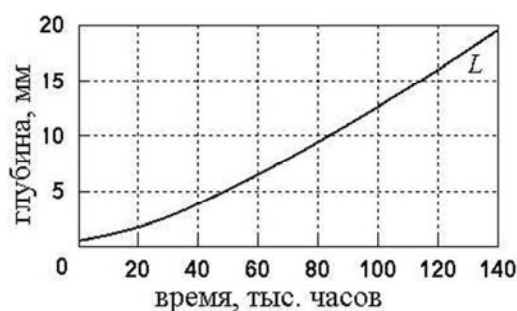


Рис. 2. Изменение глубины трещины во времени

Трещина глубиной 0,5 мм в термокомпенсационной канавке ротора высокого давления турбины Т-250/300 при данных условиях работы медленно подрастает. Она может быть обнаружена при первом межремонтном осмотре (70 тысяч часов), когда ее глубина составляет 7,9 мм. В дальнейшем наблюдается ее медленный рост, и после достижения 140 тысяч часов (время следующего осмотра) достигнет глубины 19,5 мм, не вызывая разрушения конструкции.

Достаточно напряженными и ответственными узлами турбомашин являются замковые соединения диска ротора и лопатки. Высокая концентрация напряжений в галтелях зубьев способствует зарождению трещин, которые развиваются в условиях циклических нагрузок и ползучести материала.

В качестве примера выполнена оценка трещиностойкости замкового соединения диска с лопаткой ротора ЦВД турбины привода воздушного компрессора газотурбинной установки (ГТУ) ГТК-10-4, предназначенной для сжатия природного газа. Более половины эксплуатируемых установок имеют наработку свыше 100000 часов при назначенном ресурсе 60000 часов, а в некоторых из них наработка достигает 170000 часов [12].

В расчетах применяется материал диска ЦВД — жаропрочный сплав 15X12ВНМФ (ЭИ802), ма-

териал рабочих лопаток — жаропрочный никелевый сплав ХН65ВМТЮ (ЭИ893) [13].

Количество рабочих лопаток на диске — 90. Частота вращения ротора ЦВД — 86,7 Гц.

Термонапряженное состояние замкового соединения рассчитывается в рамках плоской термомоментной задачи.

Расчетная схема замкового соединения показана на рис.3. На боковых радиальных плоскостях, проходящих через середины хвостовиков соседних лопаток, заданы условия симметрии. На цилиндрической поверхности $r = 0,47$ м заданы радиальные перемещения, полученные из расчета облопаченного диска. Центробежные силы от пера лопатки равномерно распределялись по наружной цилиндрической поверхности $r = 0,525$ м. Граничные условия теплообмена подбирались из условий совпадения экспериментально измеренных температур для работающей установки на стационарном режиме.

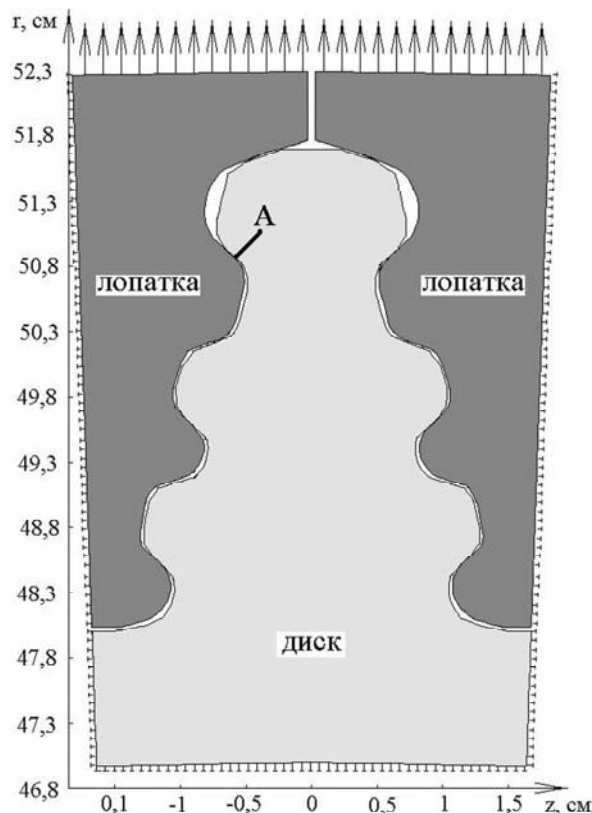


Рис. 3. Расчетная схема замкового соединения установки ГТК-10-4

Рассмотрено замковое соединение при наличии трещины в гребне диска с одной стороны (рис. 3) и симметрично с двух сторон перпендикулярно плоскости контакта между зубьями хвостовика лопатки и гребня диска ГТУ.

Исследовались следующие варианты изготовления замкового соединения: идеальное ($\delta = 0$),

с подгрузением верхнего зуба (шаг зубьев хвостовика лопатки больше шага зубьев гребня диска в пределах допуска при изготовлении — $\delta = 0,01$ мм) и с разгрузением верхнего зуба (шаг зубьев лопатки меньше шага зубьев гребня диска — $\delta = -0,01$ мм).

Расчеты КИН с использованием МКЭ [2] для замкового соединения с идеальной геометрией на стационарном режиме работы сведены в таблицу 3. В последнем столбце приведены результаты для симметричного нагружения гребня диска, когда трещины в нем расположены симметрично с двух сторон.

Таблица 3

КИН для трещин различной глубины в идеальноизготовленном замковом соединении

L, мм	КИН, МПа $\sqrt{м}$			
	K_I	K_{II}	K_e	$K_{e\text{ симм}}$
0,5	33,07	27,95	51,54	50,81
1,0	27,34	39,49	53,46	51,48
1,5	23,48	33,72	53,15	50,29
2,0	20,77	33,73	52,02	48,41
2,5	18,8	33,28	50,69	46,44
3,0	17,5	32,74	49,5	44,67
4,0	15,54	31,98	47,82	31,66
5,0	14,58	31,39	47,39	30,42

Как видно из таблицы 4 и формулы (6) основной вклад в K_e вносит K_{II} . В таблице 6 приведены эквивалентные значения КИН для случаев отклонения изготовления соединения в пределах допусков. Здесь же приведены результаты и для двух симметрично расположенных трещин в верхних зубьях гребня диска.

Уменьшение значения КИН с ростом трещины можно объяснить увеличением податливости верхнего зуба с ростом трещины и перераспределением вследствие этого контактных давлений по контактными площадкам соединения.

Таблица 4

Зависимость КИН от глубины трещины при отклонениях геометрии соединения

L, мм	Верхний зуб подгружен		Верхний зуб разрушен	
	КИН, МПа $\sqrt{м}$		КИН, МПа $\sqrt{м}$	
	K_e	$K_{e\text{ симм}}$	K_e	$K_{e\text{ симм}}$
0,5	59,15	58,26	43,99	43,42
1,0	62,11	59,84	45,02	43,26
1,5	62,07	58,79	44,43	41,93
2,0	60,86	56,79	43,38	40,33
2,5	59,36	54,49	42,28	38,65
3,0	58,02	52,45	41,27	37,19
4,0	56,15	38,98	39,89	24,81
5,0	55,63	37,40	39,62	23,97

При рассмотрении кинетики трещины ее начальная глубина составляла 0,5 мм. Принимались следующие константы уравнения Пэриса для роторной стали Р2М: при циклическом нагружении $C_N = 6,32 \cdot 10^{-11}$, $n_N = 3,176$ [3] и при ползучести $C_C = 0,932 \cdot 10^{-12}$, $n_C = 5,0685$.

Принято, что газотурбинная установка останавливается в среднем 1 раз за две тысячи часов работы, а снижение на 10% оборотов осуществляется 40 раз.

Расчеты показали, что подрастание трещины осуществлялось в основном за счет ползучести материала. Это подтверждается проведенными расчетами без учета ползучести (таблица 5).

Время подрастания трещины в верхнем зубе до 2 мм и 4 мм, а также 6 мм (трещина почти сквозная), приведено в таблице 5. Там же приведены результаты для трещин в верхних зубьях гребня диска, расположенных симметрично.

Из результатов таблицы 5 следует, что неточность изготовления в пределах допуска существенно сказывается на живучести соединения.

Таблица 5

Время подрастания трещины (тыс. часов)

Варианты учета ползучести		С учетом ползучести			Без учета ползучести		
L, мм		2	4	6	2	4	6
одна трещина	$\delta = 0,01$ мм	1,1	3,1	5,5	6,8	20,5	38
	$\delta = 0$ мм	2,3	6,5	11,6	11,2	29,2	49,8
	$\delta = -0,01$ мм	5,2	14,8	26,3	19,2	51,3	87,8
две трещины	$\delta = 0,01$ мм	1,4	6,1	21,3	8	26,9	71,4
	$\delta = 0$ мм	2,9	13,6	38,4	12,9	46,9	89,1
	$\delta = -0,01$ мм	6,5	33	132,8	22,5	87,1	269,2

Так как эквивалентный КИН $K_e < K_{IC}$, а при глубине трещины более 1 мм он падает с ростом трещины за счет перераспределений напряжений, лавинообразного разрушения зуба не наступает. В случае разрушения верхнего зуба лопатка некоторое время будет удерживаться на двух нижних зубьях.

При двух симметрично расположенных трещинах в верхних зубьях гребня живучесть соединения несколько возрастает за счет значительного уменьшения КИН с ростом глубины трещин.

Живучесть замкового соединения возрастает более, чем в 2 раза, если при его изготовлении шаг между зубьями хвостовика лопатки выполнен на 0,01 мм большим по сравнению с шагом зубьев гребня диска. Это приведет к более равномерному распределению усилий между зубьями при эксплуатации.

Используемая методика позволяет оценивать живучесть элементов конструкций при наличии трещин, работающих в условиях малоциклового усталости и ползучести. Использование МКЭ при определении КИН позволяет оценивать трещиностойкость элементов в случаях, когда сечение

с трещиной имеет сложную геометрию или, когда в процессе работы изменяется характер нагружения элемента с трещиной. Предложенная методика позволяет моделировать различные ситуации при многорежимной эксплуатации энергооборудования с обнаруженными трещинами с учетом нестационарных температурных режимов. Внедрение этой методики в практику расчетов ресурса энергомашин позволит более обоснованно назначить требования дефектоскопического и межремонтного контроля для обеспечения надежной их работы.

Литература

1. Шульженко Н.Г. Оценка живучести высокотемпературных элементов турбомашин с трещинами / Н.Г.Шульженко, П.П.Гонтаровский, И.И.Мележик // Вестник «НТУ «ХПИ». «Динамика и прочность машин»: Темат. вып. — 2004. — Вып.19. — С. 153 — 160.
2. Шульженко Н.Г. Расчет трещиностойкости элементов конструкций методом конечных элементов / Н.Г.Шульженко, П.П.Гонтаровский, И.И.Мележик // Вестник «НТУ «ХПИ». «Динамика и прочность машин»: Темат. вып. — 2005. — Вып.21. — С. 127 — 132.
3. Балина В.С. О ресурсе высокотемпературных роторов паровых турбин/ В.С.Балина, Е.Д. Консон, С.А.Тихомиров // Теплоэнергетика. — 1988. — №7. — С. 21 — 24.
4. Берлянд В.И. Оценка полного и межремонтного ресурсов модернизированных корпусов ЦВД турбин К-200-130-3 ЛМЗ по критериям малоциклового усталости и трещиностойкости / В.И.Берлянд, А.А. Глядя, В.С. Балина, В.Д. Консон, М.Г. Кабелевский, Л.И. Столярова // Теплоэнергетика. — 1991. — №8. — С. 54 — 60.
5. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.: Справочник. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.

6. Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС / Гетман А.Ф. — М: Энергоатомиздат, 2000. — 427 с.

7. Овчинников А.В. Интерполяционный метод расчета коэффициентов интенсивности напряжений/ А.В.Овчинников // Проблемы прочности. — 1988. — № 6. — С. 9 — 14.

8. Лебедев А.О. Механіка матеріалів для інженерів / Лебедев А.О., Бобир М.І., Ламашевський В.П. — К.: НТУУ «КПІ», 2006. — 288 с.

9. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / Панасюк В.В. — Киев: Наук. думка, 1991. — 416 с.

10. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продления срока их эксплуатации сверх паркового ресурса: РД 34.17.440-96. — М. — 1996. — 153 с.

11. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / [Подгорный А.Н., Гонтаровский П.П., Киркач Б.Н., Матюхин Ю.И., Хавин Г.Л.]; отв. ред. В.Л. Рвачев. — АН УССР, Ин-т проблем машиностроения. — Киев: Наук. думка, 1989. — 232 с.

12. Дашунин Н.В. Опыт длительной эксплуатации стационарных ГТУ на магистральных газопроводах. Часть 1. Анализ характерных повреждений деталей / Н.В. Дашунин, А.И. Рыбников, Л.Б. Гецов, Н.В. Можайская И.И. Крюков, С.А. Леонтьев // Вестник двигателестроения: Науч.-техн. журн. — 2006. — №3. — С. 50 — 55.

13. Масленков С.Б. Стали и сплавы для высоких температур: Справ. изд. в 2 кн. Кн. 1/ Масленков С.Б., Масленкова Е.А. — М.: Металлургия, 1991. — 383 с.

Поступила в редакцию 23.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, профессор Морачковский О.К. НТУ «ХПИ», г. Харьков.

Розвинуто методику розрахункової оцінки тріщиностійкості елементів роторів турбомашин. Коефіцієнт інтенсивності напружень обчислюється з використанням інтерполяційного методу А.В.Овчинникова або методу скінчених елементів. Проведено дослідження тріщиностійкості ротора циліндра високого тиску Т-250/300 при наявності тріщини в розточці осьового каналу, в донній частині термокомпенсаційної канавки та триопорного замкового з'єднання ялинкового типу газотурбінної установки ГТК-10-4 при наявності тріщини в районі верхнього зуба диска з урахуванням неточності виготовлення з'єднання в межах допуску. Досліджено вплив розкиду експериментальних даних по тріщиностійкості матеріалу, релаксації напружень, а також зміни геометрії тріщини при її розвитку на живучість конструкції.

A crack resistance estimation technique of turbomachines rotor elements is developed. Stress intensity parameter is calculated based on A.V.Ovchinnikov's interpolation method or finite element method. A crack resistance of high-pressure cylinder rotor T-250/300 at presence of a crack on axial boring, on bottom-most part of thermal channel and a three-bearing fir-tree root joint of gas-turbine plant GTK-10-4 at presence of a crack in the disk under upper wiper subject to root joint deviation permitted is investigated. Influence of scatter of crack resistance experimental data of material, stress relaxation, and change of crack geometry at crack growth on structure

УДК 621.165

В.Н. Голощапов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
г. ХарьковАЛГОРИТМ РАСЧЕТА ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА
НА ПОВЕРХНОСТЯХ РОТОРА ЦВД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ
БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Предложен алгоритм расчета граничных условий на каждом элементе ротора высокого давления, который основывается на графиках работы турбины, определении условий течения рабочей среды в придисковых областях, разгрузочных отверстиях, лабиринтовых уплотнениях. Приведены критериальные уравнения для определения коэффициентов теплообмена на основе теплового расчета параметров пара в проточной части. Рассчитанные по приведенным зависимостям граничные условия на всех поверхностях элементов ротора ЦВД, позволяют получить нестационарное тепловое поле ротора, изменяющееся при переходе с одного режима на другой, определить термдеформированное состояние элементов ротора и установить относительные изменения осевых и радиальных зазоров в проточной части турбины.

Турбина, граничные условия, графики работы, расчетные параметры, тепловое состояние ротора.

Введение

Основным оборудованием ТЭС в Украине, которое в настоящее время используется как маневренное для регулирования частоты тока в сети, являются энергоблоки паровых турбин мощностью 200 и 300 МВт, которые проектировались для несения базовой нагрузки в системе. Для этих энергоблоков были разработаны инструкционные графики пусков, остановов, переменных режимов. Однако в условиях реальной эксплуатации устаревшее, изношенное оборудование работает в нерасчетных режимах, чаще всего с ежесуточными

ночными разгрузками, что приводит к резкому изменению теплового и термдеформированного, состояния элементов ротора турбины.

Постановка задачи

Технологические операции, которые предусмотрены инструкцией и необходимы для безопасной работы турбины, обуславливают длительность пуска турбины и характер изменения нагрузки при пусках из различных тепловых состояний. Исходя из графика работы энергоблока, целесообразно выделить следующие этапы (рис. 1):

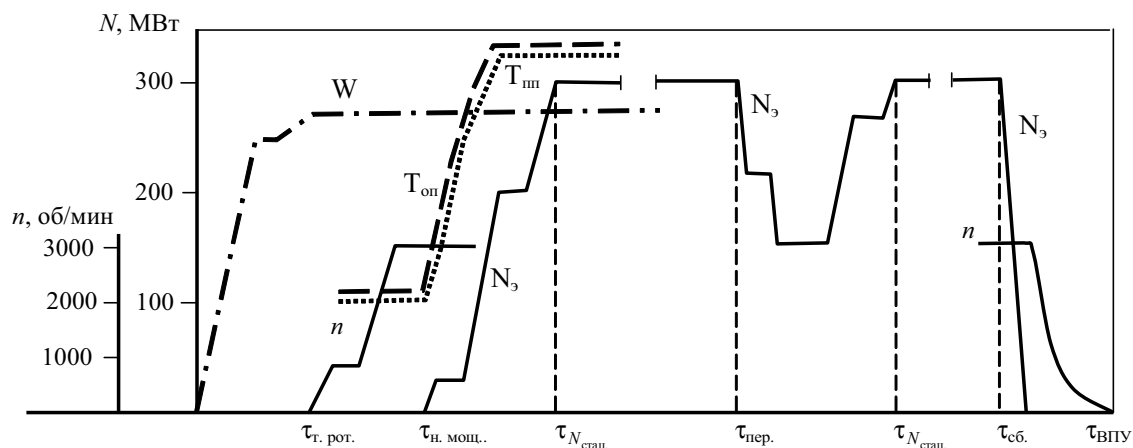


Рис. 1. График работы турбины

- набор вакуума после подачи пара на уплотнения, $0 \leq \tau \leq \tau_{\text{т.рот.}}$;
- толчок ротора и выход на номинальные обороты, $\tau_{\text{т.рот.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{н. мощ.}}$;
- набор мощности с выходом на стационарный тепловой режим работы, $\tau_{\text{н. мощ.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{Нст.}}$;
- работа при стационарном тепловом режиме $\tau_{\text{Нст.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{пер.}}$;
- работа на переменной мощности $\tau_{\text{пер.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{Нст.}}$;
- работа при стационарном тепловом режиме до сброса нагрузки $\tau_{\text{Нст.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{сб.}}$;
- сброс нагрузки с переходом на вращение ротора валоповоротном устройством $\tau_{\text{сб.}} \leq \tau \leq \tau_{\text{ВПУ}}$.

Элементами ротора высокого давления, оказывающими наиболее существенное влияние на изменение его теплового и термомеханического состояния являются: рабочие лопатки ступеней, цилиндрические диски ротора, диафрагменные уплотнения между дисками, концевые уплотнения, поверхности ротора под опорными и упорным подшипниками и связанные с ними поверхности масляных уплотнений подшипников, а также поверхности ротора между подшипниками.

Для определения граничных условий (ГУ) на поверхностях ротора высокого давления (РВД) необходимы: анализ физических свойств рабочей среды; анализ диапазона изменения параметров рабочей среды, которые влияют на формирование граничных условий; систематизация граничных условий по функциональным назначениям элементов и узлов ротора.

В качестве исходных данных при определении ГУ используются результаты расчета теплового состояния проточной части турбины. Расчет параметров пара и скорости течения во всех ступенях проточной части производится с помощью программного комплекса, созданного в ИПМаш НАН Украины на основе математической модели турбоустановки [1]. Полученные значения температур по всему тракту течения пара в ЦВД позволяют рассчитать коэффициенты теплообмена на поверхности основных элементов ротора для пусковых и переменных режимов работы турбины.

Подход к построению алгоритма

Каждый из этапов работы турбины характеризуется распределением давлений, температуры и скоростей в корневой зоне лопаток, от которых зависит распределение параметров пара в придисковых областях, диафрагменных уплотнениях и разгрузочных отверстиях. Геометрические соотношения размеров придисковых областей и разгрузочных отверстий существенно влияют на направление течения пара в них. В связи с нелинейным характером изменения коэффициентов расхода в разгрузочных отверстиях, течение в придисковых областях, в зависимости от

режима работы ЦВД, может быть направлено как от периферии к центру, так и от центра к периферии. Это, в свою очередь, вызывает движение пара с более высокой температурой от предыдущих ступеней к последующим, что может быть причиной незапланированного относительного расширения ротора и статора и приводит к срабатыванию усиков осевых уплотнений.

В соответствии с этим, для получения достоверной картины течения пара в придисковых областях, в ИПМаш НАН Украины была разработана методика по определению параметров потока, скоростей и направления течения между диском и диафрагмой [2], в котором для каждого режима работы распределение перечисленных факторов в проточной части остается неизменным, а придисковые полости всех ступеней имеют кинематическую и тепловую связь через диафрагменные уплотнения и разгрузочные отверстия. Связь придисковых полостей с проточной частью осуществляется через осевые уплотнения. Распределение давлений по всему тракту представлено системой алгебраических уравнений, где перепад давления ΔP являлся функцией гидравлического сопротивления элемента и кинематической структуры течения с учетом осевой и радиальной составляющей скорости.

Расчет коэффициентов теплообмена на поверхностях элементов ротора производится по критериальным уравнениям, которые получены разными авторами экспериментальным и расчетно-экспериментальным путем. При этом для каждой турбины следует учитывать индивидуальность схемы подачи пара на уплотнения, отборов на регенерацию и другие особенности.

Теплообмен в опорных подшипниках скольжения происходит в условиях интенсивного выделения теплоты трения и зависит от распределения масляной пленки, силовых и температурных деформаций. В осевом направлении распределение толщины масляной пленки принимается постоянным. Если в турбине используются подшипники цилиндрического типа с подводом масла в верхнюю ненагруженную часть, то обобщенная критериальная зависимость для числа Нуссельта при номинальной частоте вращения ротора $n = 3000$ об/мин [3] имеет вид

$$Nu = 0,11 \cdot 10^{16} Re^{-0,84} Pr^{-1,63} K_p^{-0,18} K_v^{0,17} \times (Pr_w / Pr_0)^{-0,34} \Psi_z^{0,87} (\delta_g / \delta_z)^{0,45},$$

где Re – критерий Рейнольдса, $Re = \frac{2\omega \cdot R^2}{\nu}$;

Pr – критерий Прандтля, $Pr = \frac{\nu}{a}$;

K_p и K_v – кинематические параметры;
 σ_v и σ_r – среднее значение радиальных зазоров в вертикальной и горизонтальной плоскости.

Коэффициент теплообмена на поверхностях подшипников скольжения при номинальной частоте вращения вала

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (1)$$

Граничные условия в концевых уплотнениях определяются с учетом изменения направления движения пара в каждой секции уплотнения. При этом на начальной стадии расчета концевых уплотнений необходимо учитывать условия конденсации пара и утечки тепла в металл ротора и статора. В уплотнениях с термокомпенсационными канавками необходимо принимать во внимание нестационарное изменение граничных условий на поверхностях канавок и их влияние на уровень напряжений.

Условия теплообмена в лабиринтных уплотнениях оказывают сильное влияние на его тепловое состояние, т.к. участки концевых и диафрагменных уплотнений занимают до 50% общей длины роторов высокого и среднего давлений паровых турбин и до 30% – газовых турбин.

Для лабиринтных уплотнений ступенчатого типа, наиболее распространенных в паровых турбинах, интенсивность теплообмена зависит от числа Re , которое рассчитывается на основе осевой скорости среды в лабиринте w , расхода пара через него, а также от геометрических характеристик уплотнений. Среднее значение теплоотдачи на поверхности ротора в зоне уплотнений определяется по критериальному уравнению [4]

$$Nu_{cp} = 0,478 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,43} (H / \delta)^{-0,56},$$

где $Re = \frac{w \cdot 2\delta}{v}$ и изменяется в диапазоне $6 \cdot 10^3 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$.

Значение средних коэффициентов теплообмена в концевых и диафрагменных лабиринтных уплотнениях рассчитывается по зависимости

$$\alpha_{cp} = \frac{Nu_{cp} \cdot \lambda}{2\delta} \quad (2)$$

Основными факторами, влияющими на условия теплообмена в осевом зазоре при протекании среды в радиальном направлении, являются угловая скорость диска, радиальный градиент температур в диске, диафрагме и рабочей среде, расход среды, закрутка потока, физические характеристики среды и ее температура, геометрические

соотношения между размерами диска (текущий радиус r , радиус входа рабочей среды $r_{вх}$) и осевого зазора S , направление движения среды в зазоре.

Теплообмен на боковых поверхностях диска при радиальном течении среды может быть определен по критериальным уравнениям [5]

при течении от центра к периферии

$$Nu = 0,01 \cdot Re_f^{0,75} \cdot Pr_f^{0,4} \left[\frac{2 \frac{S}{r_{вх}} \cdot \frac{r}{r_{вх}}}{\left(\frac{r}{r_{вх}} \right)^2 - 1} \right]^{0,3},$$

при течении от периферии к центру

$$Nu = 4,2 \cdot 10^{-6} \cdot Re_f^{1,3} \cdot Pr_f^{0,4} \left[\frac{1 - \left(\frac{r}{r_{вх}} \right)^2}{2 \frac{S}{r_{вх}} \cdot \frac{r}{r_{вх}}} \right]^{0,6},$$

где $Re = \frac{w \cdot r}{v}$.

В этих зависимостях

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{r}. \quad (3)$$

Для определения количества тепла, которое подводится к диску через его торцевую поверхность, вычисляется условный коэффициент теплообмена, который учитывает приток тепла через профильную часть лопатки и тепловой поток через межканальные торцевые поверхности ротора.

Для решеток реактивного и активного типа в диапазоне изменения геометрического фактора S_r от 1,3 до 6,0 среднее значение критерия Нуссельта по ободу профиля [6]

$$Nu_{cp1} = 0,206 Re_2^{0,66} S_r^{-0,58} (1 + 0,8 \cdot S_u^{0,42})$$

где $Re = \frac{w_2 \cdot b}{v}$.

S_u – число подобия, учитывающее влияние периодичности нестационарного потока и центробежных сил, которые возникают во вращающейся решетке, $S_u = u / (w_2 \theta)$.

Средний коэффициент теплообмена по ободу

рабочей лопатки с учетом нестационарности потока рабочей среды

$$\alpha_{cp1} = \frac{Nu_{cp1} \cdot \lambda}{b},$$

где b — хорда решетки.

Теплоотдача от окружающей среды к торцевой поверхности межлопаточного канала определяется из универсального уравнения [6]

$$Nu_{cp2} = 0,065 \cdot Re_{cp}^{0,8} \cdot S_r^{-0,54} \cdot Pr^{0,43} (1 + 1,1 \cdot S_u^{0,59})$$

Среднее значение коэффициента теплообмена на торцевой поверхности межлопаточного канала

$$\alpha_{cp2} = \frac{Nu_{cp2} \cdot \lambda}{b}.$$

Приведенный коэффициент теплообмена на торцевых поверхностях дисков

$$\alpha_{усл} = \frac{1}{F} \left(\sqrt{\alpha_{cp1} \cdot F_1 \cdot P_1 \cdot \lambda_1} + \alpha_{cp2} \cdot F_2 \right), \quad (4)$$

где α_{cp1} , P_1 , F_1 — средний коэффициент теплообмена на профильной поверхности лопатки, ее периметр и площадь пера лопатки на радиусе $r_{корн}$;

α_{cp2} , F_2 — средний коэффициент теплообмена и площадь торцевой поверхности в межлопаточном канале.

В связи со значительной нелинейностью используемых уравнений и зависимостью коэффициентов гидравлического сопротивления и теплообмена на поверхности элементов от физических характеристик пара, с которыми в свою очередь, связаны темпы прогрева дисков ротора, решение задачи определения теплового состояния ротора производится итерационным путем. При этом на каждой итерации необходимо учитывать изменение температуры металла каждого элемента ротора и изменение геометрии придисковых областей в зоне разгрузочных отверстий, осевых и диафрагменных уплотнений при температурном удлинении ротора. Алгоритм выполнения газодинамического расчета течения пара в придисковых областях и определения ГУ приведен на рис. 2.

Рассчитанные по зависимостям (1)–(4) граничные условия на всех элементах ротора ЦВД позволяют получить нестационарные тепловые поля по всему объему ротора, определить термодетформированное состояние элементов ротора и установить относительные изменения во времени осевых и радиальных зазоров ЦВД.

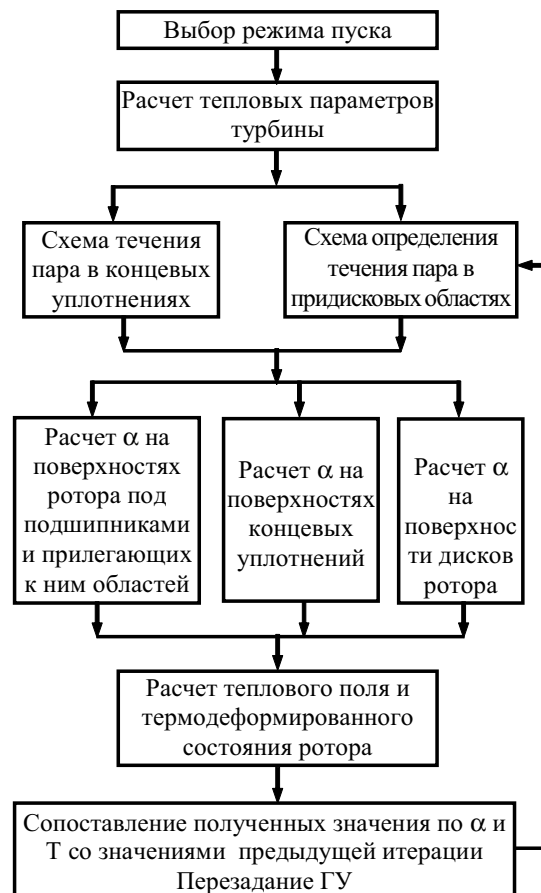


Рис. 2. Алгоритм расчета граничных условий теплообмена на поверхностях ротора ЦВД паровой турбины

Выводы

Учитывая зависимость условий течения пара в придисковых областях каждой ступени ЦВД от изменения геометрических размеров этих областей, вызванных изменением температуры элементов ротора и статора при пусковых и переходных режимах работы турбины, предложен алгоритм газодинамического расчета параметров пара в многоступенчатой турбине, который может быть основой для формирования методики управления тепловым состоянием цилиндров паровых турбин.

Литература

1. Лыхвар Н.В. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н.В. Лыхвар, Ю.Н. Говорушенко, В.А. Яковлев // Пробл. машиностроения. — 1992. — Вып. 38 — С. 76–85.
2. Голощапов В.Н. Распределение потоков пара в придисковых областях с учетом перетоков через разгрузочные отверстия / В.Н. Голощапов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова, Д.А. Котульс-

кий // Вестник двигателестроения — 2007. — №3. — С. 37–40.

3. Рухлинский В.В. Теплофизические процессы в подшипниках скольжения жидкостного трения паровых и газовых турбин: Дис... д-ра техн. наук: 05.04.12, 05.02.02. — Харьков, 1986. — 468 с.

4. Гура Л.А. Исследование теплообмена в турбинных лабиринтовых уплотнениях: Дис... канд. техн. наук: 05.04.12. — Харьков, 1973.

5. Шве́ц И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение газовых турбин. — Киев: Наукова думка, 1974. — 568 с. (стр. 270, 272).

6. Локай В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет / В.И. Локай, М.К. Муксутова, В.А. Струн-кин. — М.: Машиностроение, 1979. — 447 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р. техн. наук, проф. Шубенко А.Л.
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

Запропоновано алгоритм розрахунку граничних умов на кожному елементі ротора високого тиску, який базується на графіках роботи турбіни, визначенні умов течії робочого середовища в придискових зонах, розвантажувальних отворах, лабіринтових ущільненнях. Наведено критеріальні рівняння для визначення коефіцієнтів теплообміну на основі теплового розрахунку параметрів пари в проточній частині. Розраховані за наведеними залежностями граничні умови на всіх поверхнях ротору ЦВТ дозволяють отримати нестационарне теплове поле ротора, що змінюється при переході з одного режиму на інший, визначити термодетформований стан елементів ротора та встановити відносні зміни осевих і радіальних зазорів в проточній частині турбіни.

The algorithm of calculation the boundary conditions on every element of rotor high pressure is offered. It is based on the charts of turbine work, determination of conditions the working environment flow in at-disk areas, unloading openings, labyrinth compressions. Criterion equations for determination of heat exchange coefficients on the basis of thermal calculation a steam parameters in running part are resulted. Boundary conditions expected on the resulted dependences on all surfaces of elements the rotor CHP allow to get the non-stationary thermal field of rotor, changing in transition from one mode on other, define the thermo-deformed state of rotor elements and set the relative changes of axial and radial gaps in running part of turbine.

УДК 621.822

Н.К. Аксенов, Н.И. Петров, А.А. Струков

**ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И.Баранова», г. Москва, Россия**

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ ОПОР ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В обеспечение создания конструкции перспективного газотурбинного двигателя проведены экспериментальные исследования тепловыделения в роликовых и шариковых подшипниках опор роторов и приводов современных авиационных ГТД. В рамках работы модернизированы подшипниковые стенды для моделирования вариантов вращения колец подшипников разных типов. С использованием методов математического планирования многофакторного эксперимента определены диапазоны значений параметров, определяющих тепловыделение в подшипниках, и необходимое количество проводимых экспериментов. Получены предварительные эмпирические зависимости тепловыделения в исследованных подшипниках от частоты вращения, действующих нагрузок, расхода и температуры масла.

Тепловыделение, подшипник, опора ротора, подшипниковый стенд, газотурбинный двигатель, экспериментальные исследования.

Введение

В обеспечение создания конструкции перспективного ТРДД большого ресурса наряду с работоспособностью основных деталей двигателя необходимо учитывать работоспособность подшипников опор роторов. Одним из основных факторов, влияющих на работоспособность этих подшипников, является тепловыделение в подшипнике.

При разработке конструкции опор роторов и маслосистемы двигателя необходимо на этапе проектирования определять величину тепловыделения в подшипниках и количество масла, требуемого для отвода этого тепла.

Результаты ранее проведенных экспериментальных исследований теплового состояния масляной системы двигателя показывают, что теплоподвод к маслу в подшипниковых узлах составляет ~ 90% суммарного теплоподвода к маслу в двигателе.

При недостаточном теплоотводе в подшипнике может возникать значительный градиент температур между кольцами подшипника, что приводит к выборке радиального зазора в подшипнике и его заклиниванию.

В связи с этим в настоящее время для разработки уточненной методики расчета теплового состояния подшипников ГТД проводятся экспериментальные исследования по оценке тепловыделения в подшипниках качения разных типов.

1. Формулирование проблемы

Источниками нагрева масла в подшипниковых узлах являются: тепловыделение трения в

подшипниках и контактных уплотнениях; теплоподвод от воздуха, проникающего в масляные полости; теплопередача через стенки масляной полости и передача тепла теплопроводностью от элементов двигателя, сопряженных с подшипниковыми узлами.

В зависимости от конструкции подшипниковых узлов опор роторов двигателя тепловыделение за счет трения в подшипнике может достигать ~ 50% от суммарного теплоподвода к маслу в опоре.

Причинами значительного тепловыделения в подшипниках являются:

- трение между слоями кристаллической решетки материала подшипника при взаимной деформации тела качения и дорожки качения в пятне контакта;
- проскальзывание тел качения в пятне контакта;
- трение тел качения в гнездах сепаратора, а в роликоподшипниках трение торцов роликов о направляющие бортики колец, и др.

Расчет тепловыделения трения в подшипнике можно провести либо на основании гидродинамической теории смазки [1], либо по эмпирическим зависимостям, полученным на основе экспериментальных исследований. В связи с тем, что расчет тепловыделения в подшипниках на основании гидродинамической теории смазки сложен и недостаточно точен, основным является расчет по эмпирическим зависимостям. Исполь-

зуемая в настоящее время методика расчета тепловыделения в подшипниках качения [2, 3] разработана в 60-х годах прошлого века на базе испытаний, проводимых ранее при невысоких параметрах быстроходности подшипника ($dn \leq 1,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин) и меньших, чем у современных двигателей, нагрузках. В связи с этим, в настоящее время для разработки уточненной методики расчета теплового состояния подшипников ГТД возникла необходимость в проведении экспериментальных исследований по оценке тепловыделения в подшипниках качения разных типоразмеров.

2. Решение проблемы. Экспериментальные исследования

Подшипниковые стенды ЦИАМ позволяют воссоздавать условия эксплуатации подшипника в опоре ротора газотурбинного двигателя. При испытаниях подшипников на разных частотах вращения, при разных нагрузках и прокачках масла, по разнице температур масла на входе и выходе из подшипника определяется величина тепловыделения в подшипнике.

На разных этапах исследования тепловыделения были проведены испытания шариковых и роликовых подшипников, типы и габариты которых соответствуют подшипникам, устанавливаемым в опорах роторов перспективных ТРДД. Кроме того, проведены исследования для шарикоподшипников меньших габаритов, устанавливаемых в опорах коробок приводов.

На основании полученных результатов определены эмпирические зависимости тепловыделения в подшипниках (Q_{TP}) от следующих факторов в диапазонах их значений, характерных для современных авиационных газотурбинных двигателей:

- параметра быстроходности внутреннего кольца $d_B n_B$ (d_B — диаметр внутреннего кольца, n_B — частота вращения внутреннего кольца),
- параметра быстроходности наружного кольца $d_H n_H$ (d_H — диаметр наружного кольца, n_H — частота вращения наружного кольца),
- радиальной нагрузки F_R ,
- осевой нагрузки F_A ,
- прокачки масла через подшипник V_M ,
- температуры масла t_{MBX} на входе в подшипник.

2.1. Математическое планирование эксперимента

В настоящее время при проведении экспериментальных исследований широко применяются математические методы планирования эксперимента, позволяющие решать поставленные задачи при существенном сокращении количества экспериментов.

Планирование эксперимента заключается в выборе числа опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи [4]. При этом объект исследования должен отвечать следующим требованиям: результаты эксперимента должны воспроизводиться на объекте исследования и объект исследования должен быть управляемым, т.е. в каждом эксперименте можно устанавливать заранее выбранные значения первичных факторов, определяющих состояние объекта. Данные факторы должны быть контролируемыми, то есть заданное значение фактора должно поддерживаться постоянным в течение всего опыта.

К совокупности факторов предъявляется требование совместимости и отсутствия линейной корреляции между ними. Выбранное множество факторов должно быть достаточным, а точность фиксации высокой.

Принципиальной особенностью метода планирования эксперимента является многофакторный подход к исследованию объекта. При этом вместо традиционного поочередного варьирования факторов по одному (при постоянстве всех остальных) оптимальный план эксперимента сводится к одновременному варьированию всеми факторами от опыта к опыту по определенным правилам. В теории эксперимента показано и практически многократно подтверждено, что по результатам такого эксперимента можно выяснить влияние каждого из факторов точнее, чем по данным серии однофакторных экспериментов.

Данному сочетанию значений факторов однозначно соответствует состояние объекта — функция отклика. По измеренным значениям отклика при выбранных значениях факторов строится математическая модель — уравнение регрессии.

Поставленная задача решается методами регрессионного анализа. Применение методов регрессионного анализа для обработки результатов многофакторного эксперимента требует выполнения следующих условий:

- Погрешность в величинах факторов должна быть меньше погрешности измерения выходного параметра — функции отклика.
- Интервал между значениями факторов в соседних точках должен быть больше погрешности, с которой могут быть установлены значения факторов в заданных точках.

2.2. Исследования роликового межроторного подшипника при одновременном вращении колец

Для проведения исследований выбран роликовый подшипник типоразмера 110×140×19 мм, эксплуатируемый в межроторных опорах турбин высокого давления. Внутреннее кольцо подшипника с направляющими бортами. Наружное кольцо гладкое, без бортов. Подшипник имеет 34 ролика диаметром 8 мм и длиной 10 мм. Кольца и ролики подшипника изготовлены из теплостойкой

вольфрамовой стали ЭИ347. Сепаратор подшипника массивный, неразборный, бронзовый с антифрикционным серебряным покрытием.

Испытательный узел (рис. 1) позволил испытать роликовые подшипники при разных направлениях одновременного вращения наружного и внутреннего колец в следующих диапазонах значений факторов, определяющих тепловыделение в подшипнике:

$$\begin{aligned} d_B n_B &= (0,77...1,21) \cdot 10^6 \text{ мм об/мин,} \\ d_H n_H &= (1,26...1,82) \cdot 10^6 \text{ мм об/мин,} \\ F_R &= 150...1500 \text{ кг,} \\ V_M &= 1,5...4,5 \text{ л/мин,} \\ t_{M \text{ ВХ}} &= 31...77 \text{ (30...86)} \text{ } ^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

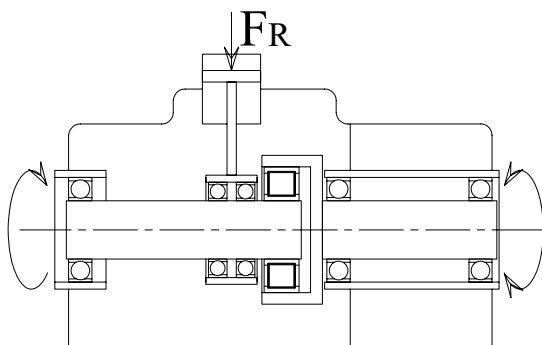


Рис. 1 Схема стенда для исследования роликового подшипника при одновременном вращении наружного и внутреннего колец

При испытаниях подшипник нагружался постоянной радиальной нагрузкой, создаваемой поршнем мессдозы, в которую под определенным давлением подавалось масло.

По результатам исследований была получена эмпирическая зависимость тепловыделения в роликовом межроторном подшипнике вида

$$Q_{mp} = F \left(k_1, \left(\frac{d_6 n_6}{10^5} \right) \left(\frac{d_H n_H}{10^5} \right), F_R, V_M, t_{M \text{ ВХ}} \right) \quad (1)$$

2.3. Исследования шарикового радиально-упорного подшипника

Для проведения испытаний на подшипниковом стенде был установлен радиально-упорный шарикоподшипник с 3-точечным контактом. Габаритные размеры подшипника 130×200×33 мм. Внутреннее кольцо подшипника разрезное. Подшипник имеет 17 шариков диаметром 24,6 мм. Материал колец и шариков подшипника – теплостойкая сталь ЭИ347.

Сепаратор подшипника массивный, центрируемый по наружному кольцу, из бронзы марки БрАЖМц 10-3-1,5, с антифрикционным покрытием серебром.

Испытательный узел (рис. 2) позволил провести испытания подшипников в следующих диапазонах значений факторов, определяющих тепловыделение в подшипнике:

$$d_B n_B = (0,78...1,82) \cdot 10^6 \text{ мм об/мин,}$$

$$\begin{aligned} F_A &= 300...1000 \text{ кг,} \\ F_R &= 300...700 \text{ кг,} \\ V_M &= 3,21...5,02 \text{ л/мин,} \\ t_{M \text{ ВХ}} &= 35...128 \text{ } ^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

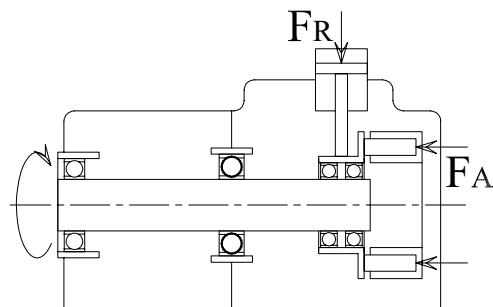


Рис. 2 Схема стенда для испытания шариковых подшипников

По результатам исследований была получена эмпирическая зависимость тепловыделения в шариковом радиально-упорном подшипнике вида

$$Q_{mp} = F \left(k_2, \left(\frac{d_6 n_6}{10^5} \right), F_A, F_R, V_M, t_{M \text{ ВХ}} \right) \quad (2)$$

2.4. Исследования роликового подшипника опоры ротора

Для исследования зависимости тепловыделения был выбран роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Габаритные размеры подшипника 130×200×33 мм.

В подшипник установлено 22 ролика диаметром 18 мм и длиной 18 мм. Материал колец и шариков подшипника – теплостойкая сталь ЭИ347.

Сепаратор подшипника массивный, центрируемый по наружному кольцу, из бронзы марки БрАЖМц 10-3-1,5, с антифрикционным покрытием серебром.

Испытательный узел (рис. 3) позволил провести испытания подшипников в следующих диапазонах значений факторов, определяющих тепловыделение в подшипнике:

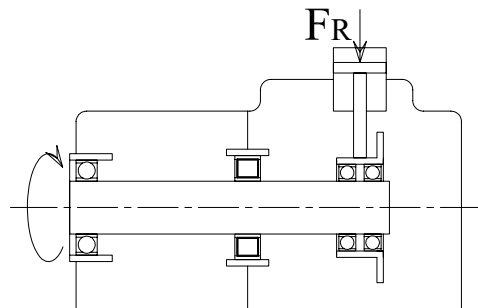


Рис. 3 Схема стенда для испытания роликовых подшипников

$$\begin{aligned} d_B n_B &= (1,1...71,82) \cdot 10^6 \text{ мм об/мин,} \\ F_R &= 200...2000 \text{ кг,} \end{aligned}$$

$$V_M = 2,55...5,7 \text{ л/мин,}$$

$$t_{M \text{ ВХ}} = 42...112 \text{ }^\circ\text{C.}$$

По результатам исследований была получена эмпирическая зависимость тепловыделения в роликовом подшипнике вида

$$Q_{mp} = F \left(k3, \left(\frac{d_6 n_6}{10^5} \right), F_R, V_M, t_{M \text{ ВХ}} \right) \quad (3)$$

2.5. Исследования шарикового радиально-упорного подшипника опор приводов

Для исследования тепловыделения был выбран радиально-упорный шарикоподшипник с 3-точечным контактом шариков. Габаритные размеры подшипника 30×62×16 мм. Подшипник имеет 11 шариков диаметром 9,525 мм. Материал колец и шариков подшипника — теплостойкая сталь ЭИ347.

Сепаратор подшипника массивный, центрируемый по наружному кольцу, из бронзы марки БрАЖМц 10-3-1,5 с антифрикционным покрытием серебром.

Факторы, определяющие тепловыделение в подшипнике, находились в следующих диапазонах:

$$d_{B \text{ В}} = (0,18...1,35) \cdot 10^6 \text{ мм об/мин,}$$

$$F_A = 50...350 \text{ кг,}$$

$$F_R = 10...100 \text{ кг,}$$

$$V_M = 1,0...3,5 \text{ л/мин,}$$

$$t_{M \text{ ВХ}} = 60...100 \text{ }^\circ\text{C.}$$

По результатам исследований была получена эмпирическая зависимость тепловыделения в быстроходном шарикоподшипнике вида

$$Q_{mp} = F \left(k4, \left(\frac{d_6 n_6}{10^5} \right), F_A, F_R, V_M, t_{M \text{ ВХ}} \right) \quad (4)$$

2.6. Анализ результатов

Сравнение результатов расчета тепловыделения по полученным формулам с результатами экспериментальных исследований показало, что погрешность расчета не превышает ~ 10...15%.

Таким образом, полученные эмпирические зависимости тепловыделения в шариковых и роликовых подшипниках можно рекомендовать использовать на этапе проектирования ТРДД нового поколения для оценки величины тепловыделения в подшипниках, устанавливаемых в опоры роторов и приводов, и количества масла, требуемого для их охлаждения.

По результатам проведенных исследований предполагается разработка комплексной методики определения тепловыделения в шариковых и роликовых подшипниках опоры роторов и приводов ТРДД нового поколения.

Заключение

Полученные по результатам выполненных экспериментальных исследований эмпирические зависимости тепловыделения в подшипниках рекомендуются к применению на этапе проектирования, для оценки величины тепловыделения в шариковых и роликовых подшипниках, устанавливаемых в опоры роторов и приводов ТРДД нового поколения, и количества масла, требуемого для их охлаждения.

Литература

1. Коднир Д.С. «Контактная гидродинамика смазки деталей машин». — М., «Машиностроение», 1976. — 304 с.
2. Демидович В.М. «К расчету теплового режима роликоподшипников ГТД». — «Труды КАИ», 1961, вып. 66, — С. 49—62.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. «Расчет на прочность деталей машин». Справочник. — М., «Машиностроение», 1979. — 702 с.
4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. «Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий». — М., «Наука», 1976. — 278 с.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Шахнов В.А., Московский Государственный Технический Университет «МГТУ им. Н.Э.Баумана», Москва.

У забезпечення створення конструкції перспективного газотурбінного двигуна проведені експериментальні дослідження тепловиділення в роликових і кулькових підшипниках опор роторів і приводів сучасних авіаційних ГТД. В рамках роботи модернізовані підшипникові стенди для моделювання варіантів обертання кілець підшипників різних типів. З використанням методів математичного планування експерименту багаточинника визначені діапазони значень параметрів, що визначають тепловиділення в підшипниках, і необхідну кількість експериментів, що проводяться. Отримані попередні емпіричні залежності тепловиділення в досліджених підшипниках від частоти обертання, навантажень, що діють, витрати і температури масла.

In providing of creation of perspective gas-turbine engine construction experimental researches of heat release in the roller and ball-shaped bearings of supports of rotors and drives of modern aviation GTD are conducted. Within the framework of this work bearing test rigs are modernized for the design of any variants of different types bearings rings rotation. With the use of the mathematical planning of multifactor experiment methods the ranges of values of parameters, determining heating in bearings, and necessary amount of the conducted experiments, are certain. Preliminary empiric dependences of heat release in the probed bearings from frequency of rotation, operating loadings, expense and oil temperature are received.

УДК 621.51.226.2.53

С.С. Калачев, А.А. Хорилов

Центральный институт авиационного моторостроения, Россия

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ВЕНТИЛЯТОРА БЛИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Изложены результаты расчетно-экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния высоконапорного вентилятора блисковой конструкции в рабочих условиях. Особое внимание уделено вопросу равенства парциальных частот отдельных элементов вентилятора, при котором происходит резкое изменение распределений напряжений в этих элементах, и становится возможной потеря динамической устойчивости. Проведена аналогия с широко известным явлением потери динамической устойчивости лопаток при сближении (перестроений) их изгибных и крутильных форм колебаний.

Лопатки, ротор, блиски, формы колебаний, потеря устойчивости, узловый диаметр.

В настоящее время все большее распространение получают блисковые ротора вентиляторов. Такое конструктивное решение позволяет избавиться от замковых соединений и привлекательно тем, что позволяет уменьшить количество деталей и снизить массу ротора, и, следовательно, всего двигателя. Последнее часто представляется, чуть ли не в качестве главного требования к новым разработкам.

Однако снижение массы приводит к снижению инерционности элементов ротора, а при сохранении классической барабанно-дисковой конструкции сопровождается еще и снижением его жесткости. Также благодаря устранению замковых соединений практически полностью исчезает конструкционное демпфирование. Таким образом, в эксплуатационных условиях в блисковых роторах можно ожидать более сильные колебания, нежели в роторах традиционной конструкции, что может привести к неожиданным последствиям.

В процессе анализа результатов испытаний перспективного трехступенчатого вентилятора блисковой конструкции были замечены колебания рабочей лопатки 1-й ступени на частоте, характерной для 1-й изгибной формы колебаний рабочей лопатки 3-й ступени, и колебания рабочей лопатки 3-й ступени на частоте, соответствующей 1-й крутильной форме колебаний рабочей лопатки. При частоте вращения $n = 75\%$ эти частоты колебаний составили 532 и 550 Гц соответственно. Анализ сдвигов фаз колебаний лопаток показал, что этим колебаниям условно можно приписать количество узловых диаметров

$m = 1...1,5$. Также были обнаружены сильные осевые вибрации с этими же частотами, что нехарактерно для резонансных колебаний и флаттера лопаток. Для исследования этого феномена с помощью программного комплекса ANSYS был проведен комплекс расчетов колебаний рабочих лопаток:

- Расчеты колебаний изолированных лопаток 1...3-й ступеней с учетом податливости диска;
- Расчеты совместных колебаний венцов лопаток с диском для 1-й и 3-й ступеней (отдельные ступени);
- Расчеты колебаний ротора вентилятора в сборе.

По результатам расчетов изолированных лопаток с учетом податливости диска получены зависимости частот колебаний лопаток от частоты вращения. На рисунке 1 представлены зависимости частот 1-й крутильной формы колебаний лопатки 1-й ступени и 1-й изгибной формы лопатки 3-й ступени. Также к ним добавлена кривая зависимости частоты 1-й формы колебаний диска 2-й ступени. Из представленного рисунка видно, что эти три графика пересекаются между собой и с кратностью $k = 4$ при частоте вращения $n = 75...80\%$. На основании проведенного расчета логично было бы ожидать при $n = 80\%$ колебаний лопаток обеих ступеней с частотой примерно равной 570 Гц. Поскольку это не совсем согласуется с экспериментально замеренными частотами колебаний, а также не дает объяснения появлению осевой составляющей вибрации, были выполнены расчеты колебаний блисков 1-й и 3-й ступеней (лопаточный венец+диск).

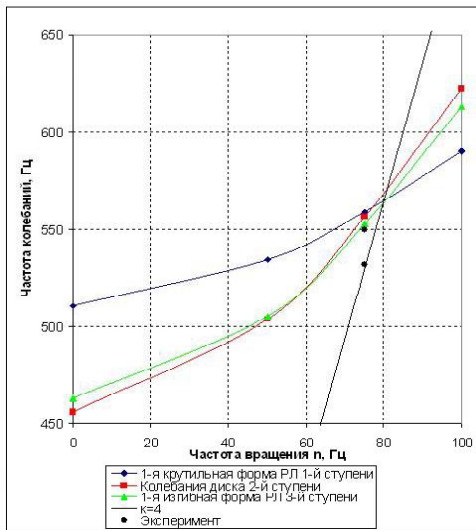


Рис. 1. Частоты колебаний для изолированных лопаток 1-й и 3-й ступеней и диска 2-й ступени

Из представленных на рисунке 2 графиков форм колебаний лопаток 1-й и 3-й ступеней при количестве узловых диаметров $m = 1$, полученных по результатам этих расчетов, видно, точка их пересечения переместилась с $n \approx 75...80\%$ за пределы рабочего диапазона частот вращения и находится на $n \approx 118\%$. При других количествах узловых диаметров картина аналогична. Сходство с экспериментальными частотами также недостаточно, что наводит на мысль о выполнении расчетов колебаний ротора целиком.

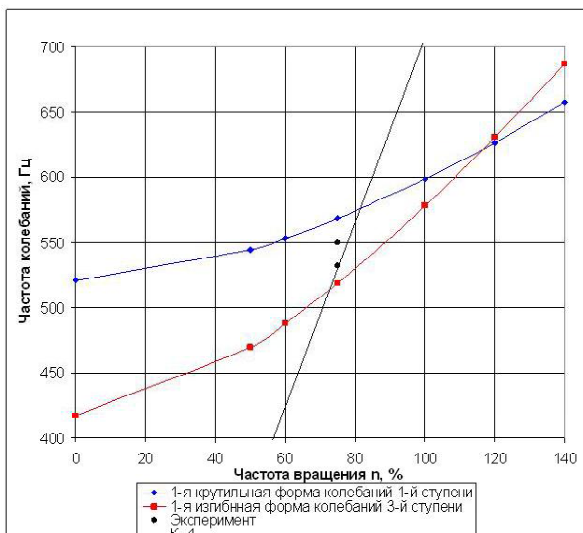


Рис. 2. 1-я крутильная форма колебаний РЛ 1-й ступени и 1-я изгибная форма колебаний РЛ 3-й ступени по результатам расчетов отдельных рабочих колес при $m=1$

При анализе результатов расчета колебаний ротора вентилятора было обнаружено, что формы колебаний, ранее представлявшие как 1-я кру-

тильная форма колебаний лопатки 1-й ступени и 1-я изгибная форма колебаний лопатки 3-й ступени, остались таковыми только при количестве узловых диаметров $m = 2$ и более. При количестве диаметров $m = 0$ и $m = 1$ они превратились в формы продольных и изгибных колебаний ротора соответственно. При этом точка их пересечения исчезла (рисунки 3 и 4), вместо нее появилось характерное для перестроения изгибной и крутильной форм колебаний лопатки «горло». В дальнейшем будем их называть соответственно их месту на частотной диаграмме верхняя (синяя) и нижняя (красная).

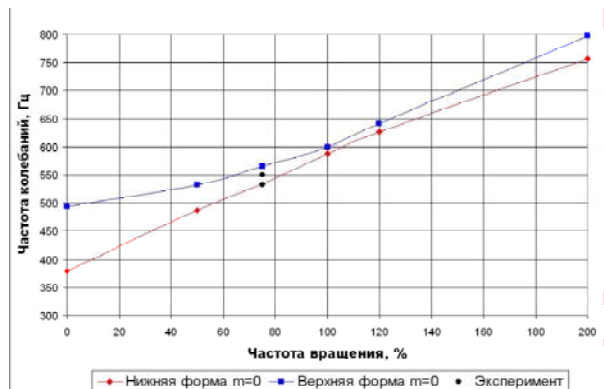


Рис. 3. Частоты колебаний ротора при $m = 0$

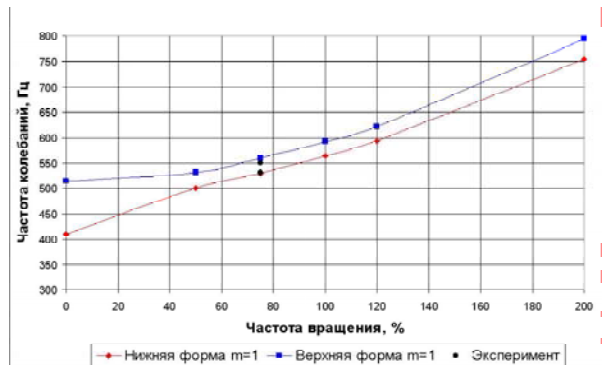


Рис. 4. Частоты колебаний ротора при $m = 1$

Наиболее ярко это горло заметно при количестве узловых диаметров $m = 0$, однако, исходя из результатов эксперимента, наибольший интерес представляет пара форм при $m = 1$.

НДС ротора при колебаниях по нижней форме с $m = 1$ выглядит следующим образом. НДС венца лопаток 1-й ступени соответствует 1-й крутильной форме ее собственных колебаний с $m = 1$, а НДС лопатки 3-й ступени соответствует ее 1-й изгибной форме также при $m=1$ (рисунок 5). При этом линии их узловых диаметров имеют угловое смещение $\approx 40^\circ$ (рисунок 6). Также заслуживает внимание смещение на 90° узлового диаметра в диске 1-й ступени относительно узлового диаметра в венце лопаток этой же ступени (рисунок 7).

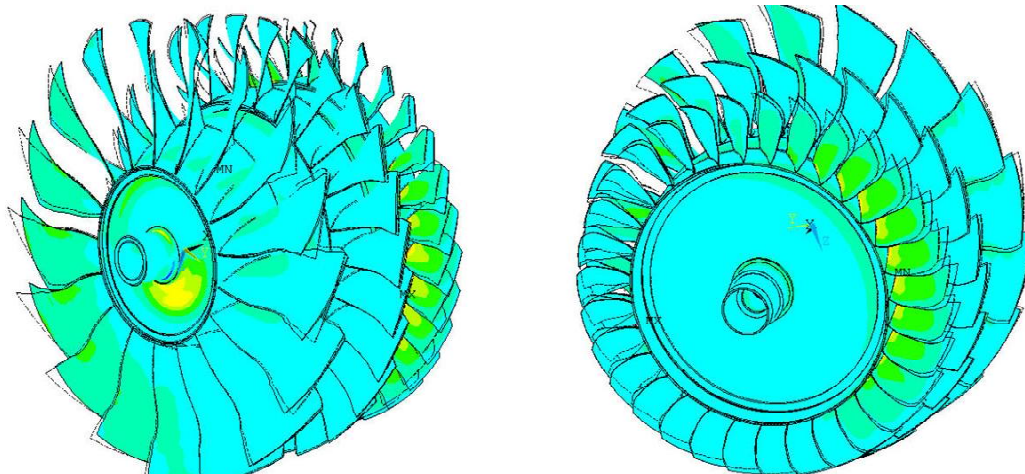


Рис. 5 Распределение напряжений при колебаниях по нижней форме ($m = 1$, $n = 100\%$)

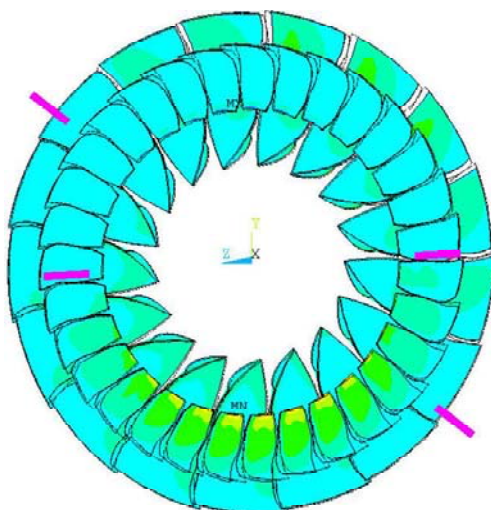


Рис. 6 Расположение узловых диаметров 1-й и 3-й ступеней при колебаниях по нижней форме ($m = 1$, $n = 100\%$)

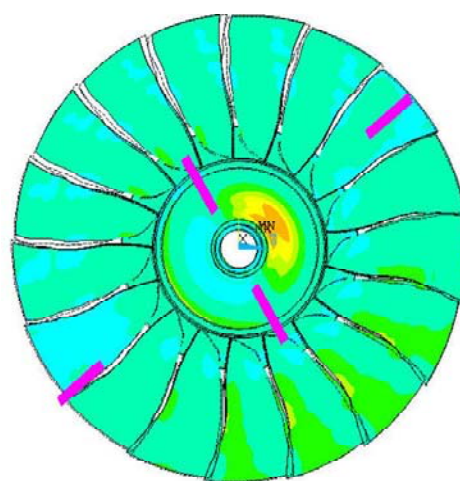


Рис. 7 Взаимное расположение узловых диаметров в диске и лопатках 1-й ступени при колебаниях по нижней форме ($m = 1$, $n = 100\%$)

Таким образом, в деформированном состоянии ротор не только изогнут, но и закручен «штопором». Вероятно, этим и объясняется наличие в спектре пульсаций воздушного потока составляющих, соответствующих сдвигу фаз колебаний лопаток с количеством узловых диаметров $m = 1...1,5$, вместо твердой 1. Также наличие изгибных колебаний ротора объясняет появление осевой вибрации.

При $n = 0...100\%$ напряжения максимальны в рабочей лопатке 3-й ступени, при $n > 100\%$ — в лопатке 1-й ступени. Верхняя форма колебаний в целом аналогична нижней, за исключением того, что напряжения максимальны в лопатке 1-й ступени во всем диапазоне частот вращения. При этом распределение напряжений постоянно меняется.

Дополнительно на рисунке 8 показано распределение вибрационных напряжений при ко-

лебаниях ротора по верхней форме с $m = 1$, а на рисунке 9 по нижней форме с $m = 0$.

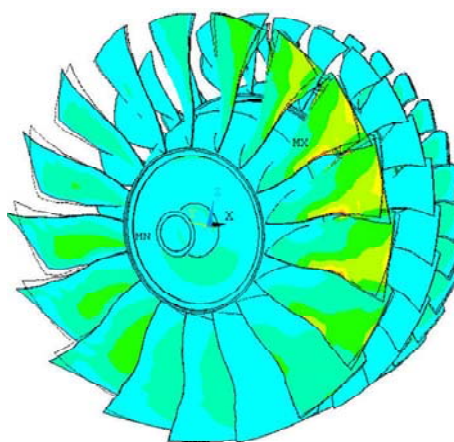


Рис. 8 Распределение напряжений при колебаниях по верхней форме ($m = 1$, $n = 100\%$)

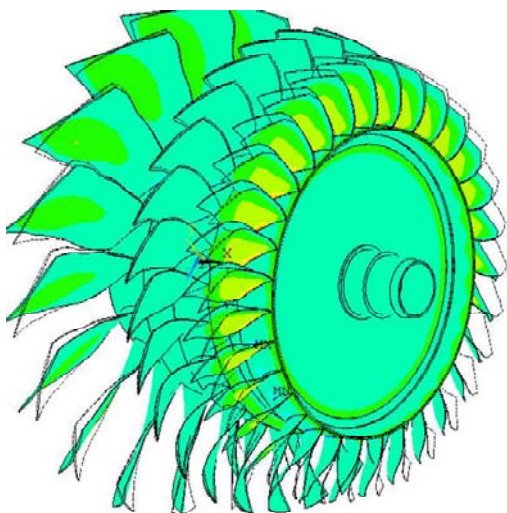


Рис. 9 Распределение напряжений при колебаниях по нижней форме ($m = 0$, $n = 100\%$)

Таким образом, при проектировании роторов блисковой конструкции необходимо учитывать, что если по результатам расчетов отдельных ступеней (или изолированных лопаток) обнаружено наличие пересечения изгибной формы лопаток одной ступени с крутильной формой лопаток другой ступени, то следует учитывать возможность возникновения их совместных колебаний в составе ротора. Это вызвано тем, что блисковый ротор колеблется как единая деталь и

формы колебаний лопаток являются составными частями его форм колебаний. Согласно общей теории колебаний, при сближении парциальных частот колебаний любой системы происходит потеря ее динамической устойчивости. В нашем случае это означает, что значительно возрастает вероятность возникновения опасных колебаний всего ротора. В двигателестроении аналогичное явление известно для лопаток турбомашин при сближении (перестроении) изгибной и крутильной форм колебаний.

Литература

1. Ножницкий Ю. А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения для создания нового поколения газотурбинных двигателей. — Сборник «Новые технологические процессы и надежность ГТД.» Вып. 1. Блиски и блинги турбомашин. — Москва, ЦИАМ, 1999, — С. 534.
2. Хориков А.А. О возможности возникновения классического флаттера рабочих лопаток турбомашин. Проблемы прочности, 1976, №3, — С. 25...28.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Фишгойт А.В., Центральный институт авиационного моторостроения им. Баранова, г. Москва.

Викладено результати розрахунково-експериментального дослідження напружено-деформованого стану високонапорного вентилятора блискової конструкції в робочих умовах. Особливу увагу приділено питанню рівності парціальних частот окремих елементів вентилятора, при якому відбувається різка зміна розподілів напруг у цих елементах, і стає можливою втрата динамічної стійкості. Проведено аналогію із широко відомим явищем втрати динамічної стійкості лопаток при зближенні (перебудовань) їх вигинних і крутильних форм коливань.

Results are stated is calculating-experimental research of the stressed-strained state at blisk designs fan fluctuations in operating conditions. Calculations are spent by a method of final elements and compared with results of the spectral analysis of dynamic processes. The special attention is given an equality question frequencies of separate elements of the fan at which there is a sharp change of distributions of stresses in these elements, and there is possible a loss of dynamic stability. The analogy to widely known phenomenon of loss of dynamic stability of shovels is spent at approchement of their flexible and torsion forms of fluctuations.

УДК 621.577

Р.Н. Радченко, А.И. Бузник
Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Украина

ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВЫХ ДВС УТИЛИЗАЦИОННОЙ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

Проанализирована целесообразность охлаждения циклового воздуха на входе судовых ДВС воздушной холодильной машиной, использующей избыточную энергию уходящих газов. Избыток энергии уходящих газов образуется при нагрузках ДВС свыше 50% и благодаря высокой эффективности современных турбонаддувочных агрегатов. Предложены схемные решения теплоиспользующих установок охлаждения воздуха на входе ДВС, полученные путем трансформации существующих систем охлаждения наддувочного воздуха и утилизации энергии уходящих газов судовых ДВС.

Двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, турбодетандер, воздушная холодильная машина, наддувочный воздух, уходящие газы.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Эффективность судовых ДВС существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК): каждые 10 °С ее увеличения вызывают снижение эффективного КПД двигателей на 0,5...0,7% с соответствующим возрастанием удельного потребления ими топлива [1]. Возрастание температуры $t_{зв}$ забортной воды, используемой во внешнем контуре охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) центральных систем водяного охлаждения двигателей [1,2] и отличающейся от температуры наружного воздуха на 24 °С, приводит к соответствующему повышению температуры пресной воды, подаваемой непосредственно на ОНВ, ухудшению эффективности охлаждения наддувочного воздуха, которое уже не в состоянии компенсировать повышение температуры воздуха на входе ТК.

Снижение температуры наддувочного воздуха судовых ДВС возможно в утилизационных воздушных холодильных машинах (ВХМ), работающих по открытому циклу и использующих энергию уходящих газов, которые применялись в двигателях фирмы «Купер-Бессемер» еще с 1950 г. [3]. Сжатие воздуха в них осуществляется последовательно в двух центробежных компрессорах с приводом первого компрессора от утилизационной турбины (УТ), установленной в газовыпускном тракте, а второго — от воздушного турбодетандера, при расширении в котором и про-

исходит окончательное охлаждение наддувочного воздуха. При этом после каждого из компрессоров предусмотрено промежуточное охлаждения воздуха водой.

Основным преимуществом ВХМ является использование воздуха в качестве холодильного агента и малые габариты. Эффективность охлаждения наддувочного воздуха в ВХМ (по сравнению с водяным охлаждением) зависит от наличия резерва мощности УТ, который можно задействовать для дополнительного повышения давления наддувочного воздуха, срабатываемого затем в турбодетандере ВХМ. Поскольку КПД газового и воздушного турбокомпрессоров в ВХМ судовых дизелей «Купер-Бессемер» был очень низким: $\eta_{ТК} = 0,6$ и $0,55$ соответственно (при степенях повышения давления компрессоров π_k около 2,7 и 1,3 соответственно), то и эффективность охлаждения наддувочного воздуха в ВХМ по сравнению с обычным водяным охлаждением оказалась невысокой. Современные же ТК имеют КПД свыше $\eta_{ТК} = 0,7$, которые уже приближаются к 0,75 [4]. Образующаяся благодаря этому избыточная (сверх необходимой для наддува дизелей) энергия выпускных газов позволила ведущим дизелестроительным фирмам перейти на системы более полной утилизации энергии выпускных газов, в частности турбокомпаундные системы TCS (Turbo Compound System) с байпасированием части выпускных газов (около 10% общего расхода), минуя ТК, на вход силовой турбины (power turbine) и использованием получа-

емой в турбине механической энергии для привода вала двигателя, дополнительно к мощности самого двигателя, — TCS/PTI (Power Take In — подвод мощности), или электрогенератора TCS/PTO (Power Take Out — отвод мощности). Турбокомпаундные системы утилизации TCS нашли применение в двухтактных главных двигателях [1]. При этом пар, вырабатываемый утилизационным котлом (УК), используется в паровой турбине, мощность которой передается на вал двигателя или на привод электрогенератора.

Еще одним вариантом реализации избыточной энергии выпускных газов главного двигателя является интегрированная система наддува ICS (Integrated Charge Air System), в соответствии с которой избыток неохлажденного наддувочного воздуха после ТК главного двухтактного ДВС подается на вход ТК вспомогательного четырехтактного ДВС при пониженных нагрузках последнего [1].

Альтернативная турбокомпаундная система — без байпасирования части выпускных газов на дополнительную силовую турбину и предполагающая отвод избыточной мощности от утилизационной турбины, приводящей наддувочный компрессор, на привод электрогенератора, разработана фирмой «Mitsubishi Heavy Industries (MHI)» [4]. Избыток мощности УТ образуется за счет применения высокоэффективных ТК серии MET-MA с КПД около 74%. Применение такого гибридного турбоагнетателя (Hybrid Turbocharger) с отбором части мощности УТ на привод электрогенератора позволяет получать дополнительную электрическую мощность, эквивалентную примерно 5% мощности главного дизеля. При этом температура уходящих газов на входе ТК составляла $t_{y.g} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\pi_k = 3,3$. Отсутствие второй газовой турбины является несомненным преимуществом гибридной системы HT-TCS.

Как видно, анализ практики применения в судовой энергетике различных систем утилизации энергии выпускных газов ДВС — TCS, HT-TCS, ICS, TCS/ICS свидетельствует о том, что благодаря высоким КПД современных турбокомпрессорных агрегатов (0,70...0,75) образуется избыток энергии выпускных газов, сверх необходимой для турбонаддува.

Целью исследования является оценка целесообразности охлаждения воздуха на входе судовых ДВС воздушными холодильными машинами, использующими энергию выпускных газов двигателей.

2. Анализ результатов исследования

Источником энергии для ВХМ служит избыточная мощность турбонаддувочных агрегатов, образующаяся благодаря их высоким КПД:

$\eta_{TK} = 0,7 \dots 0,75$. Поскольку η_{TK} существенно зависит от степени повышения давления π_k , принимая максимальное значение при некоторой оптимальной величине $\pi_{k,опт}$, например, для ТК типа MET MA $\eta_{TKmax} = 0,74$ при $\pi_{k,опт} = 3,3$ и снижается до $\eta_{TK} = 0,67$ при $\pi_k = 4,5$ [4], то представляется целесообразным реализовать избыточную энергию выпускных газов не путем повышения давления наддувочного воздуха перед турбодетандером ВХМ, т.е. за счет возрастания степени расширения наддувочного воздуха в турбодетандере, как в системе охлаждения наддувочного воздуха с помощью традиционной ВХМ [3], а увеличением производительности ТК с использованием в ВХМ энергии избыточного количества наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе двигателя.

Простейшим схемным решением такой ВХМ, работающей на избытке наддувочного воздуха, является стандартная система турбонаддува с дросселированием избыточного количества наддувочного воздуха после теплообменника-охладителя наддувочного воздуха на вход ТК (рис. 1).

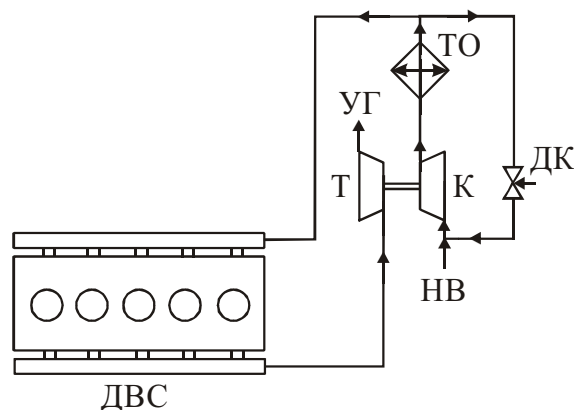


Рис.1. Схема ВХМ с дросселированием избытка охлажденного наддувочного воздуха: Т — утилизационная турбина; К — компрессор; ТО — теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; ДК — дроссельный клапан; НВ — наружный воздух; УГ — уходящие газы

Такая ВХМ по составу элементов не отличается от стандартной системы перепуска части наддувочного, но неохлажденного воздуха (перед ТО), на вход ТК для предотвращения недопустимого повышения давления в цилиндрах двигателя, имеющего место при пониженных температурах воздуха на входе ТК: $t_{нв} < -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [6]. Основным недостатком простой схемы — потери энергии сжатого воздуха при его дросселировании, которую можно было бы получить при условии расширения воздуха в турбодетандере.

Схема ВХМ с турбодетандером, мощность которого используется для привода компрессора, приведена на рис. 2.

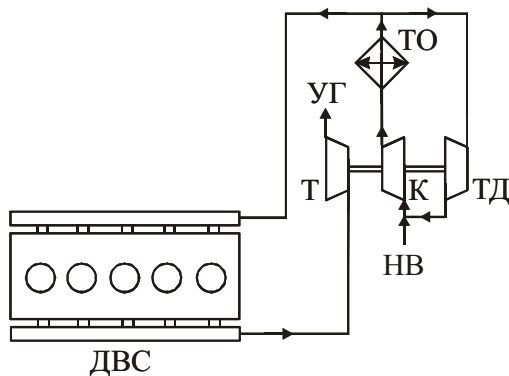


Рис. 2. Схема ВХМ с турбодетандером:
Т – утилизационная турбина; К – компрессор;
ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

В такую систему охлаждения воздуха на входе ДВС, не прибегая к каким-либо конструктивным изменениям, а всего лишь соответствующими переключениями можно трансформировать стандартную турбодетандерную систему охлаждения наддувочного воздуха ДВС: достаточно на турбодетандер ТД подавать только избыток над-

дувочного воздуха, а основное его количество направлять в наддувочный ресивер в обход турбодетандера (рис. 3).

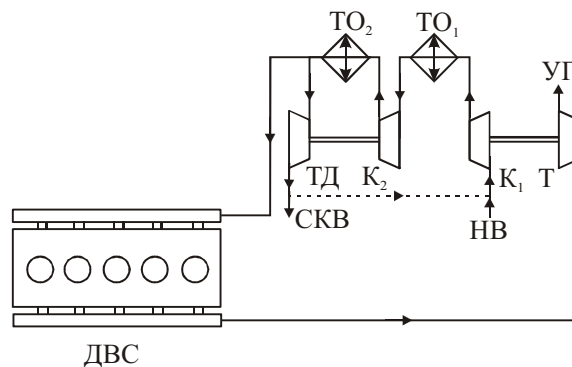


Рис. 3. Схема ВХМ с двумя компрессорами и промежуточным охлаждением:

Т – утилизационная турбина; ТД – турбодетандер; К1 и К2 – компрессоры; ТО1 и ТО2 – теплообменники; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Соответствующие процессы тепловлажностной обработки воздуха в ВХМ в диаграммах $d-I$ (влажность-энтальпия) и $s-T$ (энтропия-температура) приведены на рис. 4.

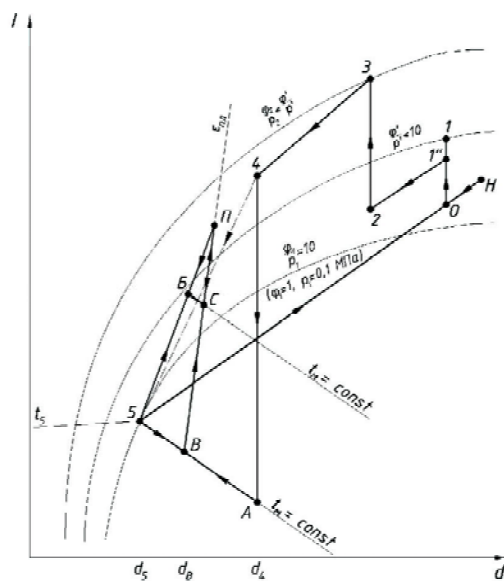


Рис. 4. Процессы обработки воздуха в ВХМ с двумя компрессорами и промежуточным охлаждением

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в ВХМ обозначены следующим образом: Н–1 – сжатие в компрессоре К1; 1–2 – охлаждение в ТО1 (1–1" – охлаждение до состояния насыщения (точки росы 1"), соответствующего давлению после К1 (промежуточному давлению $P_{пр}$); 1–2 – охлаждение с выпадением влаги); 2–3 – сжатие в компрессоре К2; 3–4 – охлаждение в ТО2; 4–5 – условный процесс расширения

в турбодетандере (с учетом сепарации из него капельной влаги в установленном на выходе турбодетандера сепараторе, который в схеме на рис. 3 не показан). Состояние воздуха после сепаратора зависит от полноты сепарации из него капельной влаги и определяется следующими процессами. Точка А – воздух на выходе из турбодетандера в виде тумана – смеси насыщенного воздуха (т. 5) и капельной влаги в количестве $\Delta d = d_4 - d_5$.

При полной сепарации влаги (как и должно быть) получают насыщенный воздух (т. 5), который смешивают с воздухом (т. Н), подаваемым на компрессор (наружным или из машинного отделения). Процессу смешения соответствуют линии 5—О и Н—О, а состоянию воздуха на всасывании компрессора K_1 — т. О. В случае неполного отделения влаги состояние воздуха после сепаратора характеризовалось бы точкой тумана В, а процесс его смешения с наружным воздухом линиями И—О и Н—О (на рис. 4 не показано).

При достаточно низкой температуре забортной воды, подаваемой на теплообменники-охладители наддувочного воздуха $ТО_1$ и $ТО_2$ и обеспечивающей требуемую температуру воздуха в наддувочном ресивере, часть воздуха, охлажденного в ВХМ, может использоваться на другие нужды, например в общесудовой системе кондиционирования воздуха (СКВ) комфортного или технологического назначения, как показано в схеме на рис. 3. Соответствующие процессы смешения холодного воздуха от ВХМ (точки 5 или В) с воздухом кондиционируемого помещения (т.П) изображены линиями 5—Б и П—Б, а также В—С и П—С. Чтобы не загромождать рис. 4 процессами в самой СКВ, на нем представлен вариант работы СКВ без смешения холодного воздуха с наружным, обычно предшествующего подаче воздуха в кондиционируемые помещения.

Результаты расчетов показывают, что при исходных температурах воздуха, подаваемого на вход ТК двигателя, 35 °С (наружный воздух, соответствующий тропическим условиям эксплуатации) и 45 °С (воздух в машинном отделении) температура воздуха на выходе из турбодетандера ВХМ может достигать минус 40 °С и минус 30 °С соответственно. В зависимости от располагаемого избытка наддувочного воздуха, который можно подавать в турбодетандер ВХМ, снижение температуры воздуха на входе ТК двигателя Δt_v (по сравнению с базовым вариантом без предварительного охлаждения наружного воздуха в ВХМ) за счет смешения наружного воздуха с воздухом, охлажденным в ВХМ, составит около 10 °С (при расходе сжатого воздуха через турбодетандер ВХМ 10% от общего его расхода) и почти 20 °С при 20% суммарного расхода, что обеспечит сокращение удельного эффективного расхода топлива на 1,0...1,5%.

При повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды, а также недостаточном количестве избыточного наддувочного воздуха (отводимого на турбодетандер ВХМ) можно прибегнуть к дополнительному (к водяному) охлаждению наддувочного воздуха в тепло-

использующей холодильной машине (ТХМ). Источником теплоты для ТХМ могут служить уходящие газы или наддувочный воздух после компрессора, температура которого в зависимости от давления может составлять от 100 °С (при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением) до 200 °С и выше (без промежуточного охлаждения). В качестве рабочего тела в ТХМ используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), в частности, озонобезопасные хладоны R142b и R600 (н-бутан).

Применение ТХМ обеспечивает дополнительное (к охлаждению в стандартном водяном ОНВ) снижение температуры наддувочного воздуха на входе турбодетандера ВХМ на 20...40 °С и соответствующей температуры воздуха на выходе из него на 15...30 °С, позволяет получить достаточно низкие температуры воздуха (около 10 °С) на всасывании ТК при температурах воздуха в машинном отделении 45...50 °С и забортной воды 32 °С и сократить на 2...3% удельное потребление топлива двигателем.

Выводы

1. Охлаждение воздуха на входе судовых ДВС в ВХМ, использующих наддувочный воздух, обеспечивает повышение КПД ДВС на 1,0...1,5%.

2. Применение ВХМ с охлаждением наддувочного воздуха в ТХМ обеспечивает приращение КПД судовых ДВС на 2...3%.

3. Предложены схемные решения систем охлаждения воздуха на входе судовых ДВС в ВХМ.

Литература

1. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. - http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.
3. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, «MTZ». 1964. Nr. 5. S. 188195.
4. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. 2007. Vol. 44. No. 1 (Mar.). 3 p. - <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Живица В.И., Одесская государственная академия холода.

Проаналізовано доцільність охолодження циклового повітря на вході суднових ДВЗ повітряною холодильною машиною, що використовує надлишок енергії відхідних газів. Надлишок енергії відхідних газів утворюється при навантаженнях ДВЗ понад 50 % і завдяки високій ефективності сучасних турбонаддувних агрегатів. Запропоновані схемні рішення тепловикористовуючих установок охолодження повітря на вході ДВЗ, одержані шляхом трансформації існуючих систем охолодження наддувного повітря та утилізації енергії відхідних газів суднових ДВЗ.

The expediency of cooling the cyclic air at the inlet of marine ICE by air cooling machine, using the surplus energy of exhaust gases has been analyzed. The surplus energy of exhaust gases exists at power loads upon ICE exceeding 50 % of the engine full load and due to high efficiency of modern turbochargers. The schemes of waste heat recovery plants for cooling air at the inlet of ICE, developed by transforming the existing charge air cooling and marine ICE exhaust gas energy recovery systems are proposed.

УДК 629.7.03:536.24

Ю.Г. Калинкина, Т.А. Величко, Н.А. Соболева, В.И. Письменный
Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ПУТЕМ РЕШЕНИЯ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ

Определение радиальных зазоров в осевом компрессоре выполнялось с помощью программного пакета, в котором создана конечно-элементная модель ротора и статора. Сгенерирована сетка ротора и статора, выделены основные факторы теплового и механического нагружений. Для определения теплового состояния ротора и статора были рассчитаны и заданы граничные условия, а также свойства материалов, из которых изготовлен узел. Результатами сопряженных расчетов являются данные по перемещениям в контрольных точках. Для определения радиальных зазоров использовались значения перемещений ротора и статора с учетом «холодного» зазора. Был также выполнен расчет для определения радиальных зазоров между торцами статорных лопаток и барабаном ротора. В результате расчетов построены графики и сделаны соответствующие выводы.

Тепловое состояние, граничные условия, напряженно-деформированное состояние, теплообмен, рабочее колесо, воздушно-реактивный двигатель.

Введение

В последние годы из-за стремительного повышения цен на топливные ресурсы все больше внимания уделяется экономичности турбомашин. Одним из основных параметров при оценке авиационного двигателя является величина удельного расхода топлива. На экономичность двигателя в целом влияет удачно спроектированная конструкция и качественно изготовленные детали каждого узла в отдельности. Принимаем для рассмотрения один из таких узлов — компрессор высокого давления двигателя. Для этого узла важным показателем считается коэффициент полезного действия при определенной степени сжатия. Обеспечивая повышенные удельные параметры турбомашин необходимо увеличивать степень повышения давления в компрессоре. Увеличение значения степени повышения давления при проектировании приводит к получению малых высот лопаток на последних ступенях, а это в свою очередь приводит к росту потерь энергии из-за увеличения относительного радиального зазора. Таким образом, уменьшение перетекания через радиальный зазор и уменьшение его влияния на течение воздуха всего периферийного участка лопаток, позволяет увеличить степень повышения давления и КПД узла.

Исследования радиальных зазоров на различных режимах работы воздушно-реактивного двигателя можно выполнять с помощью компьютерного моделирования. В процессе создается конечно-элементная модель ротора и статора компрессора. Для получения точных результатов расчета необходимо учитывать действия механических сил и тепловых нагрузок.

Целью данной работы является определение величины радиальных зазоров, и их изменение во времени на различных режимах работы двигателя в зависимости от степени прогрева в компрессоре высокого давления. А также анализ полученных данных для возможности уменьшения негативного влияния радиальных зазоров.

1. Определение перемещений ротора и статора компрессора высокого давления

В настоящее время разработан ряд программных пакетов, реализующих метод конечных элементов для решения инженерных задач. С помощью такого пакета была сгенерирована сетка ротора и статора компрессора высокого давления для решения задач напряженно-деформированного состояния [1, 2].

Каждая деталь двигателя при различных режимах работы двигателя испытывает различные нестационарные тепловые воздействия, влияние

которых зависит от длительности и степени прогрева деталей. Для определения теплового состояния и напряженно-деформированного состояния детали необходимо задать граничные условия.

1.1 Тепловые граничные условия на поверхности ротора и статора

Для расчета теплового состояния деталей ротора и статора учитывались соответствующие параметры теплового нагружения, то есть температура среды в проточной части, температура охлаждающего воздуха, коэффициенты теплоотдачи от среды проточной части и охлаждающего воздуха к деталям, а также коэффициенты контактного теплообмена.

Большинство деталей газотурбинных двигателей работает в условиях конвективного теплообмена с газовой воздушной средой, поэтому задаются локальные граничные условия третьего рода (коэффициенты теплоотдачи и температуры окружающей среды), которые для расчета теплового состояния ротора и статора на переходных режимах были получены расчетно-экспериментальным методом [3].

Значения давлений и коэффициентов теплоотдачи задавались в зависимости от рассчитываемой температуры и при помощи конечно-линейной интерполяции. Кроме заданных граничных условий необходимо задавать свойства материалов, из которых изготовлены ротор и статор [4]. Так как в окружном направлении присутствует нецелостность конструкции, то это следует учитывать с помощью изменения свойств материала на ортотропные.

1.2 Механические нагрузки для расчета ротора и статора

Для построения расчетных схем использовались двумерные, осесимметричные модели продольных сечений ротора и статора. На напряженное состояние деталей ротора и статора оказывают влияние факторы механического нагружения:

- вращение (учитывается только для ротора);
- силовое взаимодействие потока воздуха в полостях на детали;
- неравномерный прогрев, который приводит к возникновению температурных нагружений и к перераспределению поля напряжений вследствие зависимости упругих свойств материала от температуры.

1.3 Результаты перемещений ротора и статора

Результатами расчетов является получение данных о перемещениях в контрольных точках ротора и статора компрессора высокого давле-

ния от воздействия различных факторов механического и температурного нагружения на переходных режимах работы двигателя. Контрольные точки, брались на торцах рабочих лопаток, рабочих кольцах, торцах лопаток направляющих аппаратов и барабане ротора.

В работе представлены данные по перемещениям ротора и статора в радиальном направлении.

Перемещения в контрольных точках на торцах рабочих лопаток ротора при переходе с режима «малого газа» на «максимальный» режим увеличились в среднем на 0,24 мм; на барабане — 0,32 мм; на рабочих кольцах — 0,215 мм; на торцах лопаток направляющих аппаратов — 0,18 мм. А при переходе с «максимального» режима на режим «малого газа» перемещения уменьшились на торцах лопаток направляющих аппаратов в среднем на 0,12 мм; на рабочих кольцах — 0,15 мм; на торцах рабочих лопаток ротора — 0,08 мм; на барабане — 0,13 мм.

2. Определение радиальных зазоров над каждой ступенью компрессора высокого давления

Для определения радиальных зазоров необходимо использовать значения перемещений ротора и статора, а также учитывать наличие «холодного» зазора для каждой ступени.

Так как лопатки направляющих аппаратов консольные и существует зазор между статорными лопатками и барабаном ротора, то в процессе расчетов рассматривались радиальные зазоры между торцами рабочих лопаток и статорными кольцами (рис. 1...4), а также радиальные зазоры между торцами статорных лопаток и барабаном ротора (рис. 5...8) в компрессоре высокого давления.

Представлены результаты изменения радиальных зазоров при переходе с режима «малого газа» на «максимальный» режим в виде графиков (рис. 1, 3, 5, 7); при переходе с «максимального» режима на режим «малого газа» (рис. 2, 4, 6, 8).

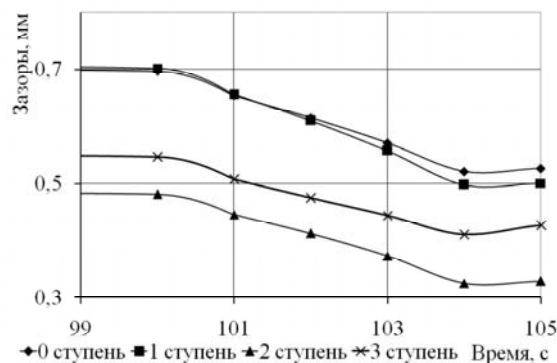


Рис. 1. Изменение радиальных зазоров на 0, 1, 2, 3 ступенях компрессора

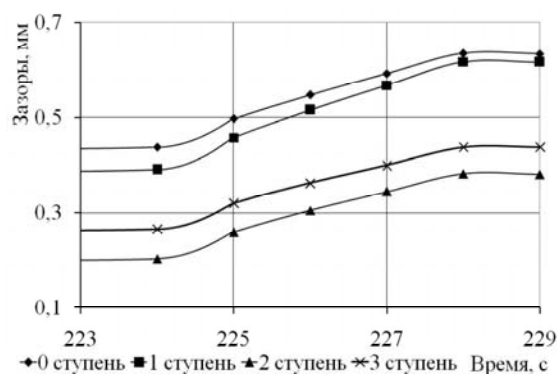


Рис. 2. Изменение радиальных зазоров на 0, 1, 2, 3 ступенях компрессора

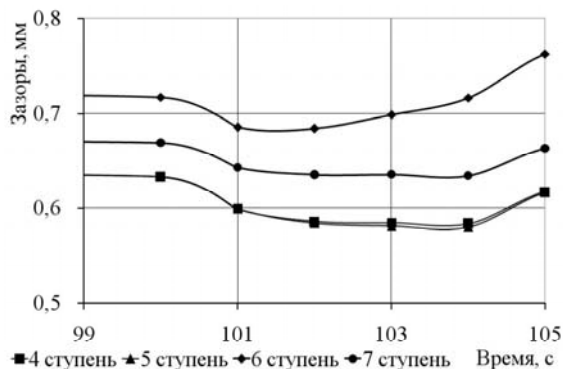


Рис. 3. Изменение радиальных зазоров на 4, 5, 6, 7 ступенях компрессора

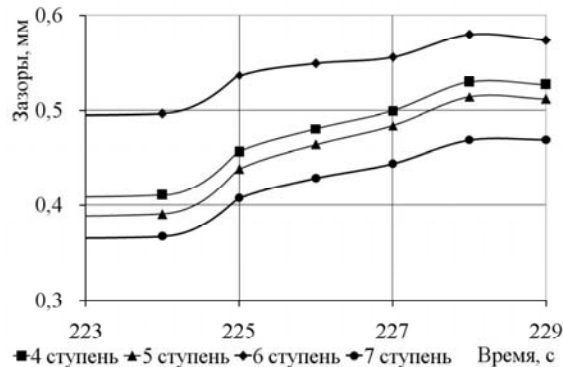


Рис. 4. Изменение радиальных зазоров на 4, 5, 6, 7 ступенях компрессора

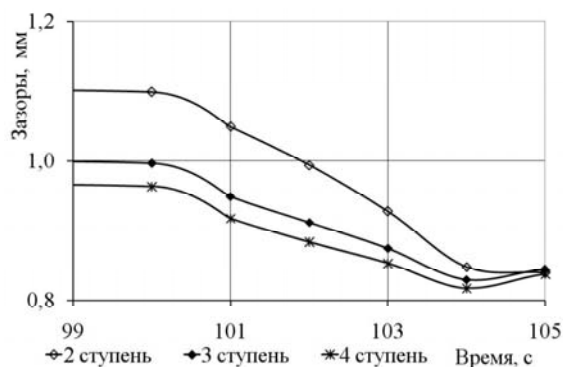


Рис. 5. Изменение радиальных зазоров на 2, 3, 4 ступенях компрессора

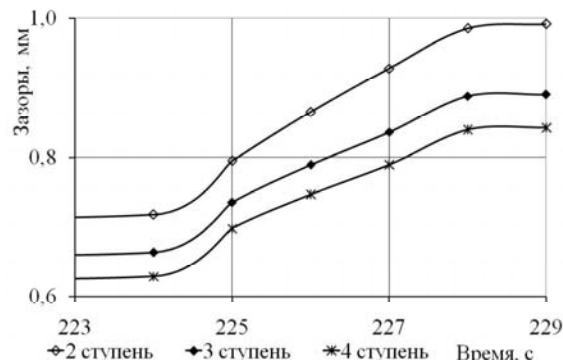


Рис. 6. Изменение радиальных зазоров на 2, 3, 4 ступенях компрессора

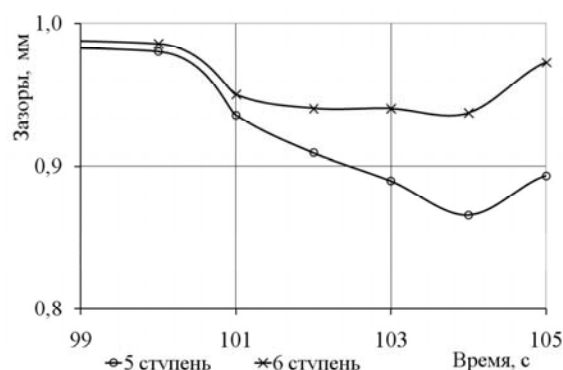


Рис. 7. Изменение радиальных зазоров на 5, 6 ступенях компрессора

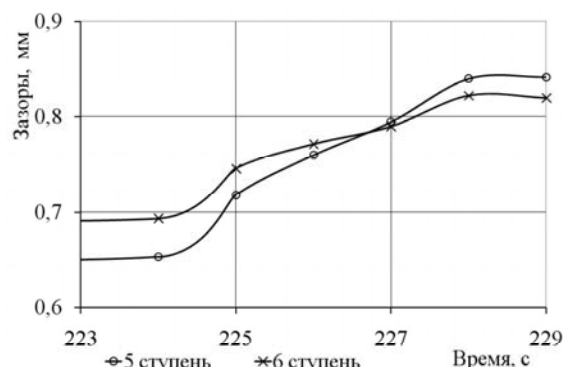


Рис. 8. Изменение радиальных зазоров на 5, 6 ступенях компрессора

Заключение

В данной работе была создана конечно-элементная модель компрессора высокого давления, при помощи которой выполнено численное исследование радиального зазора на переходных режимах работы двигателя в процессе приемистости и в процессе сброса.

В результате анализа данных, которые получены после проведения расчетов, можно говорить о возможности уменьшения «холодного» зазора на двигателе при сборке между торцами рабочих лопаток примерно на 0,15 мм, а между торцами статорных лопаток и барабаном ротора на 0,2 мм.

Основываясь на данные по испытаниям подобного компрессора, которые проведены ГП «Ивченко-Прогресс», можно сказать, что при уменьшении радиального зазора примерно на 0,5 мм увеличивается коэффициент полезного действия примерно на 0,02 (2%).

Следовательно, благодаря уменьшению радиальных зазоров в данной рассчитываемой конструкции, существует возможность получить прирост коэффициента полезного действия на 0,8 %.

Литература

1. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. — М.: ДМК Пресс, 2005. — 640 с.

2. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров. — Справ. пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. — 512 с.

3. Локай В.И., Бодунов М.Н. Теплопередача в охлаждаемых деталях ГТД летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1985. — 75 с.

4. Туманов А.Т. Авиационные материалы. Справ. пособие. — М.: ОНТИ, 1973. — т. 5, — 585 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: канд. техн. наук, главный конструктор Мартыненко Л.И., ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье.

Визначення радіальних зазорів в осьовому компресорі виконувалось за допомогою програмного пакета, в якому було розроблено кінцево-елементну модель ротора і статора. Згенеровано сітку ротора і статора, виділено основні фактори теплового та механічного навантажень. Для визначення теплового стану ротора і статора було розраховано та задано граничні умови, а також властивості матеріалів, з яких виготовлено вузол. Результатами спряжених розрахунків є дані з переміщень в контрольних точках. Для визначення радіальних зазорів використовувались значення переміщень ротора і статора з урахуванням «холодного» зазору. Було також виконано розрахунок по визначенню радіальних зазорів між торцями статорних лопаток і барабаном ротора. В результаті розрахунків побудовано графіки та зроблено відповідні висновки.

Determination of the radial clearances in the axial compressor was carrying out by the use of program package, in which the finite-elements model of the rotor and the stator has been created. The mesh of the rotor and the stator has been generated, the main factors of the thermal and the mechanical loading have been defined. The boundary conditions have been calculated and specified for identification of the thermal condition of the rotor and the stator, and also the material properties of which the unit had been manufactured have been defined. The displacements in the checkpoints information is result of adjoint calculations. The values of displacement of the rotor and stator subject to «cold» clearance were using for determination of radial clearances. Also the calculation of the radial clearances between the stator blades faces and the rotor drum has been made. As the result of the calculations the graphs have been constructed and the conclusions have been made.

УДК 539.3:621

Ю.С. Воробьев¹, В.Н. Романенко¹, Л.Г. Романенко², В.А. Потанин³¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
Харьков, Украина,²Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,³Открытое акционерное общество «Пензадизельмаш», г. Пенза, Россия

СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Исследовано статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние лопаточного аппарата турбины турбокомпрессора с учетом центробежных сил, распределения температур вдоль радиуса турбины и указанного давления на лопатку. Задача решалась МКЭ в трехмерной постановке. Модель детально учитывает геометрию елочного замка и лопаток. Проведен расчет вынужденных колебаний лопатки турбины турбокомпрессора. Продемонстрирована важность проведения многовариантных расчетов на этапе проектирования новой конструкции. Исследование позволило выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по снижению их уровня путем изменения геометрических размеров конструкции и применения соответствующих материалов.

Напряженно-деформированное состояние, локализация напряжений, детали турбокомпрессора, трехмерные модели, конечные элементы.

Введение

Газовые турбины современных турбокомпрессоров работают в жестких эксплуатационных условиях в связи с повышением удельных мощностей. Одновременное воздействие температурных полей, центробежных сил и статических и динамических нагрузок со стороны газового потока приводит к высокому уровню напряжений в конструкции. В этих условиях возможно возникновение зон повышенных напряжений.

Большую роль играет выбор материалов для лопаток и дисков. Новизна комбинации используемых материалов требует учета их взаимодействия в конструкции.

Указанные условия работы конструкции и сложная геометрическая форма требуют детального анализа общего напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции и выявления возможной локализации напряжений, создающей дополнительную опасность.

Для решения задачи были разработаны конкретные трехмерные конечноэлементные модели объекта и методики расчета, учитывающие необходимые факторы, использованы фундаментальные и прикладные исследования в области прочности и колебаний элементов турбомашин, вы-

полненных в Институте проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины [1-3].

Задачами данной работы являются:

- разработка математической модели и анализ НДС елочного замка лопатки и диска турбокомпрессора с учетом центробежных сил и градиента температур;
- разработка математической модели и анализ НДС пера лопатки турбины турбокомпрессора с учетом градиента температур и сил газового потока по заданному распределению давлений перед турбиной;
- комплексный анализ результатов и разработка рекомендаций и целесообразности использования данной конструкции и конкретных материалов.

Решение этих задач позволяет провести всесторонний анализ статической прочности, свободных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора, выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по обеспечению прочности конструкции и по применению мартенситных сталей для дисков турбины и высокопрочных хромоникелевых сплавов для лопаток турбин.

1. Расчет статического НДС лопаточного аппарата

Вопросы обеспечения статической прочности лопаточного аппарата и замковой части диска являются для современных турбомашин определяющими, поскольку именно прочностью этих деталей ограничивается дальнейший рост его важнейших параметров: температуры газа перед турбиной и скорости вращения ротора.

Рассмотрим НДС лопатки проектируемой турбины турбокомпрессора в поле центробежных сил с учетом температурного воздействия. Лопатка имеет перо с закруткой и елочный хвостовик. В работах [1-3] подробно изложена методика и вариационная постановка задачи определения вибрационных и прочностных характеристик при статическом и динамическом деформировании вращающегося трехмерного тела при воздействии на него возбуждающих сил, с учетом наличия начальных напряжений и температурных полей.

Для детального изучения НДС замкового соединения лопатки с диском построена его трехмерная конечноэлементная модель. Использованы квадратичные тетраэдральные конечные элементы, сочетающие высокую точность определения напряжений с возможностью автоматической генерации сеток в областях сложной формы, что важно при проведении многовариантных расчетов на этапе проектирования конструкции. Модель елочного замка отличается густой сеткой разбиения с учетом конфигурации зубьев, как хвостовика лопатки, так и пазов диска. Учитывалось контактное взаимодействие хвостовик-диск, по верхним зубьям хвостовика задавалось совпадение с поверхностью диска. При этом следует отметить, что диск и контактирующий с ним хвостовик изготовлены из разных материалов.

На первом этапе решается температурная задача. Результаты ее решения приведены на рис. 1.

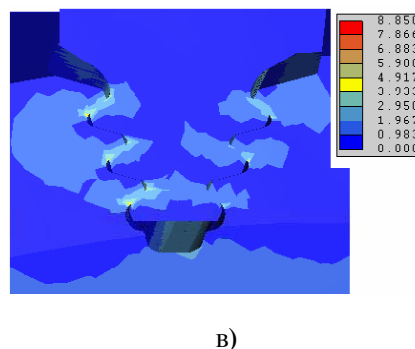
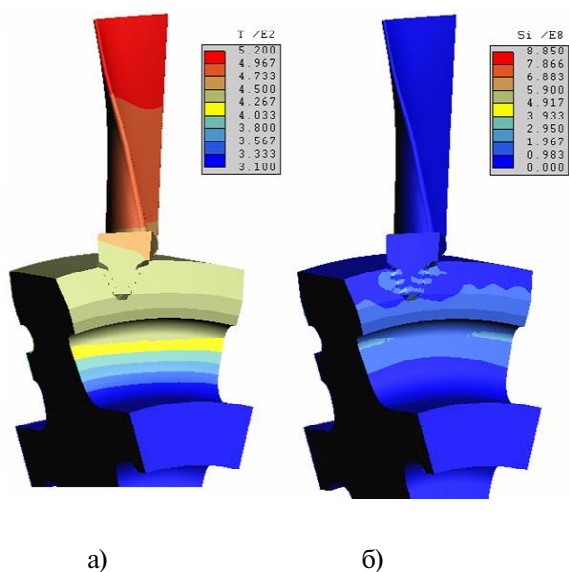


Рис.1. Результаты температурного расчета замкового соединения

Соответствующие поля температур приведены на рис.1а. Температурные напряжения, обусловленные этими полями, приведены на рис. 1б. Учитывая осесимметричность заданных температур и периодичность конструкции согласно количеству лопаток на диске, для лучшей наглядности результаты приведены на секторе конструкции. На рис. 1в приведены поля интенсивностей напряжений на фрагменте конструкции, что позволяет более детально анализировать напряженное состояние в области замкового соединения диск-лопатка. Максимальные температурные напряжения возникают в локальных зонах именно в области замка, как в хвостовике лопатки, так и в пазах диска. Эти напряжения гораздо ниже опасных напряжений для данного материала.

Далее определяется влияние центробежных сил на НДС конструкции (рис. 2).

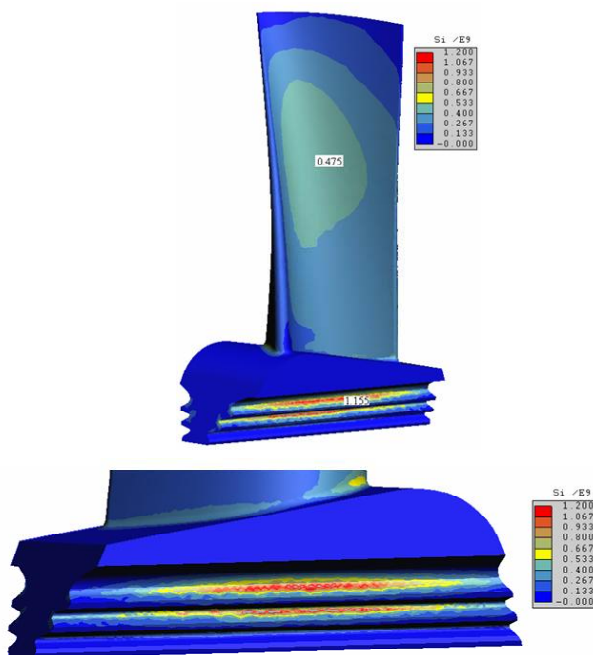


Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений для лопатки в поле центробежных сил (28000 об/мин)

В пере лопатки максимальные напряжения от центробежных сил инерции возникают в средней части лопатки со стороны корытца, но их уровень не представляет опасности.

Рост напряжений наблюдается на границах площадок контакта в пазах хвостовика. Наибольшие напряжения возникают в хвостовике лопатки под первым зубом.

Путем проведения многовариантных расчетов были определены обороты вращения ротора, которые обеспечивают надежную работу замкового соединения лопаток.

2. Расчет вынужденных колебаний лопаточного аппарата

Вынужденные колебания лопаток турбины турбокомпрессора обусловлены тремя причинами: периодическим изменением давления газа в коллекторе, происходящим с периодом, равным времени двух оборотов коленчатого вала ДВС, окружной неравномерностью давления газа перед сопловым аппаратом с периодом, равным времени одного оборота турбины, и неравномерностью давления за сопловым аппаратом с периодом, равным времени оборота ротора турбины, деленному на число лопаток соплового аппарата.

Для расчета исследуемой лопатки время двух оборотов коленчатого вала составляет

$$T_1 = 60 \cdot 2 / 850 = 0,14 \text{ с.}$$

Время одного оборота ротора турбины равно

$$T_2 = 60 / 25000 = 0,0024 \text{ с.}$$

Период пульсации давлений, вызванных сопловым аппаратом равен $T_3 = 60 / (25000 \cdot 50) = 0,000048 \text{ с}$ при условии, если количество лопаток соплового аппарата равно 50.

Эти три периода нужно сопоставить с периодом собственных колебаний лопатки по первой форме, частота которой равна 1893,86 Гц.

$$T_{\text{лопатки}} = 0,000528 \text{ с.}$$

Сравнение показывает, что для изменения давления газа в коллекторе динамические эффекты будут существенны для гармоники с номером $T_1 / T_{\text{лопатки}} = 265$. Учитывая, что номер этой гармоники колебаний очень высокий, колебания лопатки, вызванные пульсацией газа в коллекторе, учитывать не будем. Для окружной неравномерности давления динамические эффекты существенны для гармоники с номером $T_2 / T_{\text{лопатки}} \approx 4$. Поэтому в расчетах будем учитывать пять гармоник окружной неравномерности давления газа.

Для пульсации давлений, вызванных сопловым аппаратом, отношение $T_3 / T_{\text{лопатки}} = 0,09$. Период колебаний лопатки по десятой форме с частотой 15567,5 Гц равен 0,0000642 $T_3 / T_{\text{л}} \cdot 10 = 0,7$. Поэтому неравномерность газа за сопловым аппаратом вызовет колебания лопатки по форме,

выше десятой, что обычно не учитывается в расчетах колебаний лопаточного аппарата.

Исходя из этого анализа, мы делаем вывод о необходимости расчета вынужденных колебаний лопатки, обусловленных окружной неравномерностью давления газа перед статором турбины турбокомпрессора с учетом пяти гармоник этой неравномерности.

Окружная неравномерность давления газа в коллекторе представлена на рис. 3.

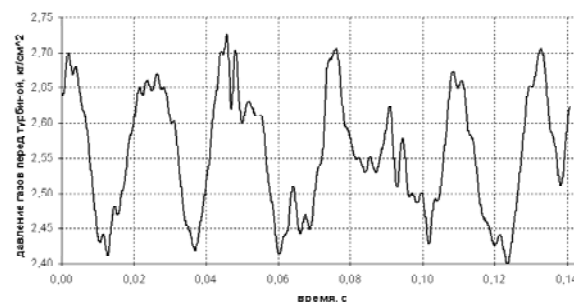


Рис. 3. Оциллограммы давлений газа перед сегментами

Из анализа этих зависимостей давлений газа найдем, что наибольшая неравномерность достигается в момент времени 0,075 с и составляет 28000 Па.

Эту величину неравномерности необходимо соотнести с величиной пульсаций разности давлений на стороне корытца и спинки лопатки. Для этого примем, что разность давлений на стороне корытца и стороне спинки лопатки пропорциональна разности давлений перед и за ротором турбины, которая равна 150000 Па. Для нахождения соответствующей разности давлений на сторонах корытца и спинки найдем крутящий момент на роторе турбины

$$M_{кр} = N / W = 520000 / 2618 = 198,6 \text{ Нм.}$$

Разность давлений равна 27700 Па.

Найдем размах пульсации разности давлений на спинке и корытце соответствующий окружной неравномерности 28000 Па.

$$(28000 / 150000) \cdot 27700 = 5200 \text{ Па.}$$

Амплитуда колебаний равна половине размаха пульсации разности давлений $5200 / 2 = 2600 \text{ Па}$.

Решение ищем в виде разложения по собственным формам колебаний.

Результаты расчетов вынужденных колебаний приведены на рис. 4.

На основе анализа результатов расчета вынужденных колебаний лопаток, можно прийти к выводу, что интенсивности напряжений, вызываемые нестационарной газодинамической нагрузкой оказываются значительно ниже статических напряжений в лопатках от действия центробеж-

ных сил. Максимальные интенсивности напряжений в пере лопатки при вынужденных колебаниях не превышают 6,7 МПа, а от действия центробежных сил — не превышают 550 МПа и не представляют опасности.

По результатам расчетов вынужденных колебаний лопатки была построена вибрационная

диаграмма, из которой следует возможность возникновения резонансов на первой форме колебаний, вызванных пятой и шестой гармоникой возмущающей силы гармоникой. Интенсивность максимальных напряжений при этом возрастает, но не превышает 450 МПа, что заметно ниже опасных напряжений.

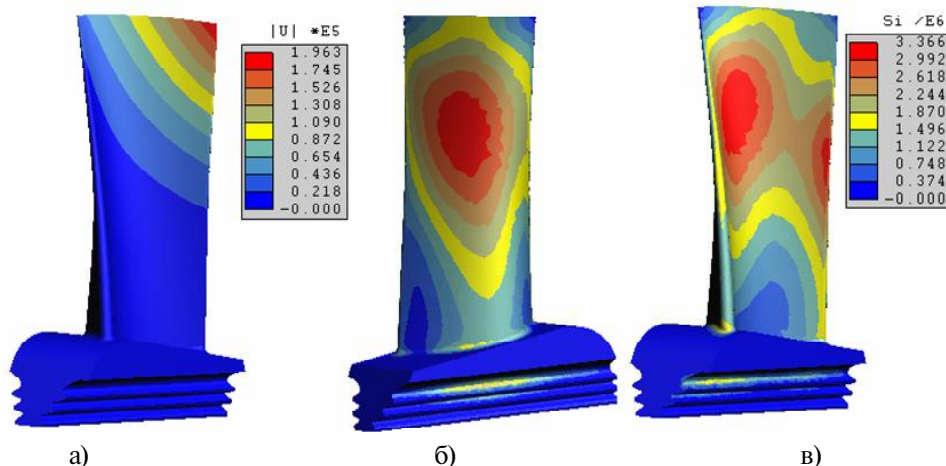


Рис. 4 Поля перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б, в) при вынужденных колебаниях, вызванных пятой гармоникой пульсации давления с частотой 14660 рад/с для лопатки турбины турбокомпрессора

Заклучение

Разработанная трехмерная конечноэлементная методика расчета упругих тел позволила провести всесторонний анализ статической прочности, свободных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора с учетом особенностей геометрии и характера нагружения конструкции. Определение зон максимальных интенсивностей напряжений позволило вносить изменения в геометрию элементов конструкции на этапе ее проектирования. С целью снижения общего уровня напряжений для обеспечения надежной работы конструкции предложен оптимальный режим оборотов вращения турбины турбокомпрессора, обоснована целесообразность использования материалов для изготовления элементов конструкции.

Приведенные результаты применения разработанных методики и программного комплекса для анализа и визуализации результатов расчетов НДС и вибрации демонстрируют их эффективность для решения такого класса задач.

Литература

1. Воробьев Ю.С., Шепель А.И., Романенко Л.Г., В.Н.Водченко В.Н., Сапелкина З.В. Конечноэлементный анализ собственных колебаний статически напряженных лопаток турбомашин на основе трехмерной модели // Пробл. прочности. — 1990. — №7, — С. 88-86.
2. Воробьев Ю.С., Канало С.П., Шепель А.И., Сапелкина З.В. Оценка эффективности метода статической конденсации в расчетах собственных колебаний лопаток турбомашин // Пробл. прочности.— 1994. — №1, — С. 88-93.
2. Воробьев Ю.С., Романенко Л.Г, Романенко В.Н., Потанин В.А. Расчет вращающегося направляющего аппарата турбокомпрессора // Авіаційно-космічна техніка і технологія. — Нац. аерокосмічний університет ім.М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», — 2006. — Вип. 9(35).— С. 83-85.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Симбирский Д.Ф.

Досліджено статичний та динамічний напружено-деформований стан лопаткового апарата турбіни турбокомпресора з урахуванням відцентрових сил, розподілу температур по радіусу турбіни та заданого тиску на лопатку. Рішення отримано МСЕ в тривимірній постановці. Модель детально враховує геометрію ялинкового замка та лопаток. Проведено розрахунок вимушених коливань лопатки турбіни турбокомпресора. Продемонстровано важливість проведення багатоваріантних розрахунків на етапі проектування нової конструкції. Дослідження дозволило виявити зони локалізації напружень та надати рекомендації щодо зниження їх рівня шляхом зміни геометричних розмірів конструкції та застосування відповідних матеріалів.

The static and dynamic research of the stress-strain state of turbomachine blading of the turbocompressor has been made. Taking into account centrifugal forces, temperature distribution along the radius of the turbine and indicated pressure on the blade. The 3-D mathematical finite-element model allows to describe in detail the geometry of the interlocking joint and blade attachment taking into account the disk influence and loading of all forces. The calculation of the forced mode of the blade has been made. The research allowed to discover the ranges of stress localization and to make recommendations about stress level reduction by changing the geometry of the construction and application of the corresponding materials.

УДК 621.45: 533.6

Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко

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

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ И СУММАРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ОСЕРАДИАЛЬНЫМИ ЛОПАТКАМИ

Представлен метод поверочного аэродинамического расчета течения в трансзвуковой центробежной ступени компрессора с пространственным профилированием осерадиальных лопаток рабочего колеса. Приведены результаты верификации метода расчета. Получено удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных. Проведено сопоставление с результатами расчета других авторов. Получена информация о структуре течения и суммарных характеристиках трансзвуковой центробежной ступени компрессора авиационного двигателя. Метод дополнен учетом отбора рабочего тела из проточной части ступени. Показано влияние количества отбираемого воздуха и расположения места отбора на суммарные характеристики ступени и структуру течения в ней.

Центробежная ступень компрессора, осерадиальные лопатки, суммарные характеристики, структура течения, отбор воздуха.

Введение

Высоконапорные центробежные компрессорные ступени находят широкое применение в современных газотурбинных установках судового и наземного применения, авиационных двигателях, нагнетателях природного газа. Эти ступени имеют осерадиальные рабочие колеса с пространственным профилированием лопаток на высоких частотах вращения. При их обтекании возможно появление транс- и сверхзвуковых режимов, что существенно усложняет структуру течения. Проектирование таких объектов является актуальной задачей.

В силу этого в печати большое внимание уделяется расчетным и экспериментальным исследованиям трансзвуковых осерадиальных центробежных ступеней (ЦБС) с пространственными лопатками [1 – 3]. Наибольшее распространение получили методы расчета трехмерного потока [2 – 4], позволяющие получить наиболее полное представление о течении. Однако они требуют весьма значительных затрат ресурсов и времени счета ЭВМ, поэтому их применение целесообразно на заключительных этапах проектирования и доводки.

В данной статье представлены метод расчета осесимметричного трансзвукового течения в центробежной ступени компрессора с пространственными осерадиальными рабочими колесами (РК), результаты его верификации и применения для моделирования течения в ступени компрессора авиационного двигателя.

Предлагаемый метод расчета дополнен учетом отбора рабочего тела из проточной части ступени. Проведены расчетные исследования течения и оценено влияние положения места отбора и количества отбираемого рабочего тела на структуру течения и суммарные характеристики.

1. Метод расчета течения

Предлагаемый метод расчета предназначен для исследования осесимметричного до- и трансзвукового течения в ЦБС компрессоров с осерадиальными пространственными рабочими колесами. Он позволяет определять структуру течения и суммарные характеристики ступени.

Данный подход является развитием метода расчета дозвукового течения в центробежных компрессорных ступенях с радиальными лопатками [5], базирующегося на решении системы уравнений Эйлера в стационарной форме:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{w}) = 0,$$

$$(\vec{w} \cdot \nabla) \cdot \vec{w} + 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times \vec{u} + \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p = 0,$$

$$\nabla \cdot [\vec{w} \cdot (\rho E + p)] = 0,$$

где ρ — плотность;

$\vec{w}$ — вектор относительной скорости;

$\vec{u}$ — вектор окружной скорости;

p — давление;

$$E = c_v \cdot T + (w^2 - u^2) / 2,$$

T — температура;

c_v — теплоемкость при постоянном объеме.

Для ее замыкания используется уравнение состояния совершенного газа

$$p = \rho RT.$$

Решение системы сводится к решению дифференциального уравнения второго порядка относительно функции тока и первого порядка относительно плотности. С помощью девятиточечного шаблона дифференциальное уравнение относительно функции тока ψ аппроксимируется конечно-разностными уравнениями второго порядка точности. Для решения полученной системы уравнений используется метод Зейделя. Более детальное описание метода расчета представлено в работе [6].

Моделирование реальных свойств течения осуществляется путем введения в систему уравнений дополнительных членов, моделирующих диссипативные свойства потока. Для определения коэффициентов потерь и углов выхода потока предложены дополнения к используемым в [5] зависимостям, учитывающие особенности пространственной геометрии лопаточных венцов.

Использование проекции уравнения движения в форме Крокко на вектор относительной скорости и введение искусственной сжимаемости аналогично работам [7, 8] позволило расширить область применения данного метода до трансзвуковых ($M < 1,4$) режимов течения.

Как показывают выполненные тестовые исследования, такое совершенствование метода является необходимым не только для расчета трансзвукового течения, но и для течения с высокими дозвуковыми скоростями, так как в этом случае в процессе сходимости решения в расчетной области появляются сверхзвуковые области.

Для учета особенностей трансзвуковых режимов обтекания решеток в алгоритм расчета введены обобщенные полуэмпирические зависимости для определения волновых потерь.

Для получения необходимых для расчета геометрических параметров ступени используется ее

пространственная модель, выполненная в графическом 3D пакете. Осуществляется учет загромождения лопатками межлопаточного канала, определение геометрических углов лопатки и их проекций во всех узлах расчетной сетки.

Разработанный метод позволяет учесть влияние отбора рабочего тела из проточной части ступени и провести анализ влияния изменения количества отбираемого воздуха и расположения мест отбора на параметры потока и суммарные характеристики ступени.

При постановке граничных условий на ограничивающих проточную часть поверхностях в области отбора рабочего тела вместо условия непротекания ($\psi = \text{const}$) вводится полиномиальная зависимость, которая описывает изменение значения функции тока. На рис. 1 показано распределение функции тока, позволяющее учесть влияние отбора на корпусе:

на участке AB $\psi = \psi_{\text{кор}}$,

на участке CD $\psi = \psi_{\text{кор}} - \Delta\psi_{\text{отб}}$,

где $\Delta\psi_{\text{отб}}$ величина изменения функции тока, определяемая отбором воздуха.

Коэффициенты полинома определяются из условия равенства соответствующих значений функции ψ на границах области отбора слева и справа от точек B и C:

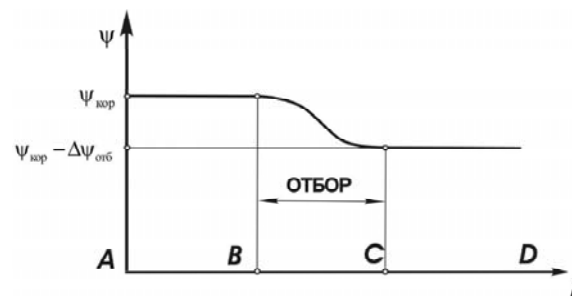


Рис.1. Задание граничных условий с учетом отбора рабочего тела

$$\psi_{B-} = \psi_{B+} \quad \text{и} \quad \psi_{C-} = \psi_{C+},$$

а также равенства нулю ее первых производных вдоль криволинейного обвода ступени:

$$\psi_{B-}' = \psi_{B+}' = \psi_{C-}' = \psi_{C+}' = 0.$$

При наличии нескольких зон отбора граничные условия ставятся аналогично.

2. Верификация метода расчета

Алгоритм метода расчета реализован в программном комплексе *AxCBm*. Ниже приведены результаты его верификации на тестовом центробежном компрессоре NASA LSCC [9], состоящем из осерадиального рабочего колеса и безлопаточного диффузора. Расчет этого компрессора проведен при стандартных атмосферных условиях на входе, при равномерных по высоте лопатки распределениях значений параметров потока, частота вращения ротора $n = 1862,4$ об/мин. Трехмерная модель ЦБК представлена на рис. 2.



Рис. 2. Проточная часть и трехмерная модель тестовой ступени

Проведенное численное моделирование течения показало удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных суммарных характеристик рабочего колеса, построенных в виде зависимостей степени повышения полного давления, π^* , и изоэнтальпического КПД, η^* , от расхода G_v , рис. 3. Там также приведено сопоставление с результатами расчета других авторов [9].

Для получения интегральных параметров компрессорной ступени неравномерные по высоте проточной части поля параметров потока в характерных сечениях осреднены при условии сохранения массы, полной энергии и энтропии в осредняемом и осредненном потоках.

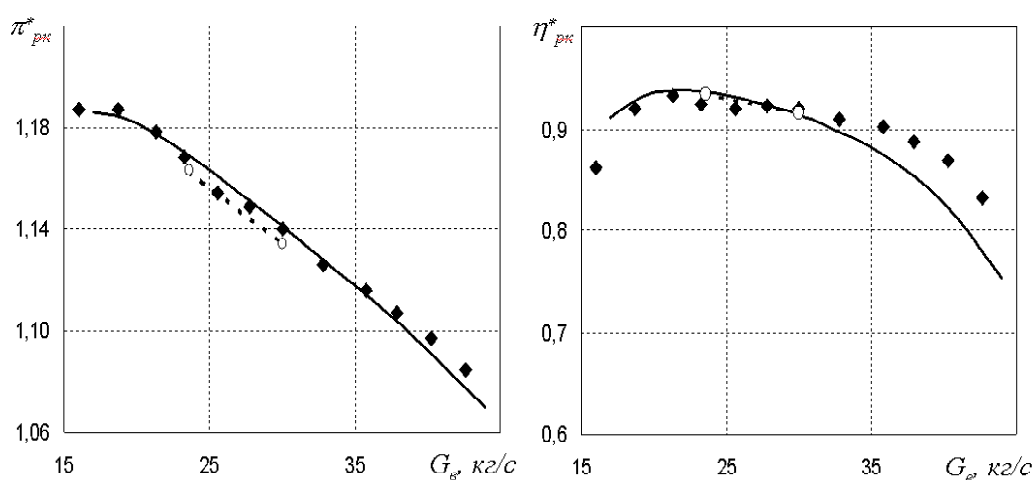


Рис. 3. Суммарные характеристики РК тестовой ступени
 ◆ — эксперимент [9];
 ---○--- — расчет [9];
 — — — — — расчет AxCBm

3. Исследование течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя

Проточная часть исследуемой ступени состоит из рабочего колеса (РК), безлопаточного (БЛД), лопаточного (ЛД) диффузоров и двухрядного спрямляющего аппарата (СА), размещенного наклонно в проточной части (рис. 4).

На основе конструкторской документации с помощью пакета твердотельного моделирования выполнено построение лопаточных венцов (рис.5) и получены необходимые для расчета геометрические параметры в узлах расчетной сетки.

Исследования выполнены при стандартных атмосферных условиях на входе $T^* = 288$ К, $P^* = 101325$ Па на расчетной приведенной частоте вращения $\bar{n}_{np} = 1,0$, распределения параметров потока на входе в расчетную область приняты равномерными.

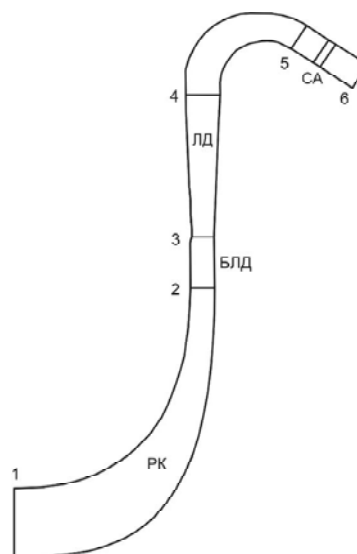


Рис. 4. Схема меридионального сечения ступени

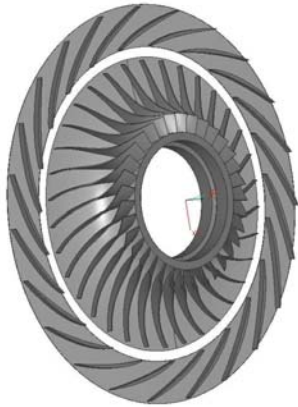


Рис. 5. Пространственная модель лопаточных венцов

Суммарная характеристика ступени приведена на рис. 6, где показаны в сопоставлении результаты расчета (сплошная линия) и экспериментальные данные [10] (маркер). Здесь и далее суммарные характеристики представлены в виде зависимостей $\bar{\pi}^*$, $\bar{\eta}^*$ от $\bar{G}_{впр}$. Значения параметров отнесены к соответствующим опытным значениям для ступени на расчетном режиме:

$$\bar{G}_{впр} = \frac{G_{впр}}{G_{впрр.}}, \quad \bar{\pi}^* = \frac{\pi^*}{\pi_{смр.}^*}, \quad \bar{\eta}^* = \frac{\eta^*}{\eta_{смр.}^*}.$$

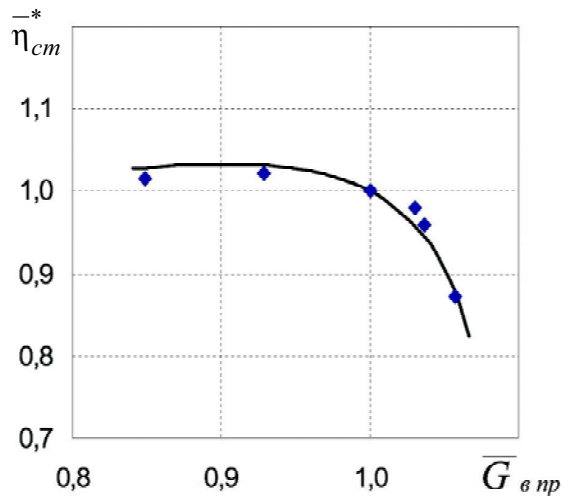
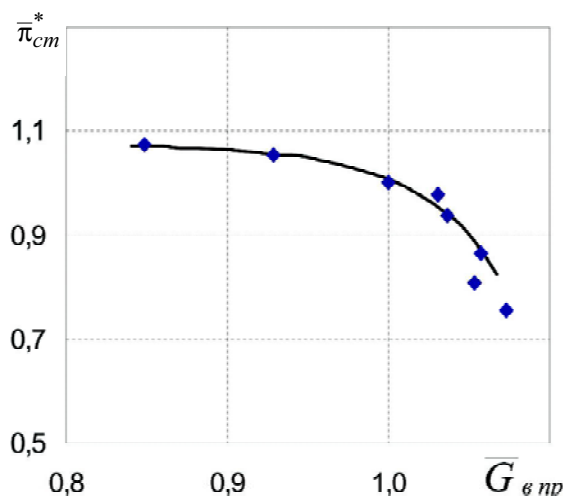


Рис. 6. Суммарная характеристика центробежной ступени

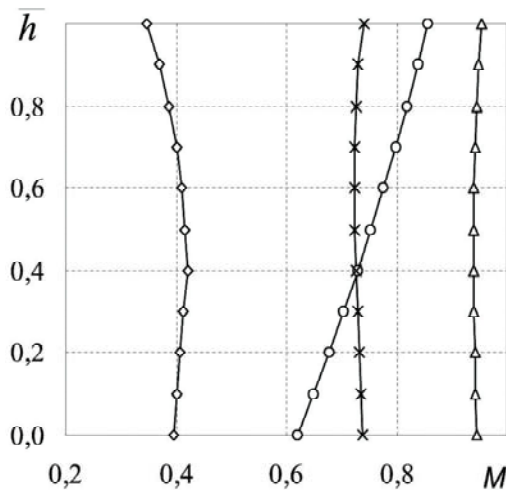


Рис. 7. Распределение чисел Маха на расчетном режиме:

- на входе в РК M_{w1} ,
- △— на выходе из РК M_{v2} ,
- ◇— на выходе из РК M_{w2} ,
- ×— на входе в ЛД M_{v3}

Одним из важных параметров, характеризующих течение в РК, является число Маха в относительном движении на входе, M_{w1} . На расчетном режиме его осредненное в окружном направлении значение на корпусе РК достигает $M_{w1} = 0,86$ (рис. 7). В относительном движении скорость потока в рабочем колесе существенно снижается, однако, на выходе из него число Маха потока в абсолютном движении достигает $M_{v2} = 0,94$, что позволяет предположить наличие сверхзвуковых зон вблизи выходной кромки рабочего колеса. На рис. 7 также представлены распределения чисел Маха по высоте проточной части на выходе из РК M_{w2} и входе в ЛД M_{v3} . В процессе получения сходимости решения в проточной части отмечены области со сверхзвуковыми скоростями.

4. Моделирование течения в центробежной ступени с учетом отбора воздуха

Отбор воздуха оказывает существенное влияние как на структуру течения в ступени, так и на ее интегральные параметры. Изоэнтальпический

КПД ступени, посчитанный по заторможенным параметрам потока, определяется с помощью зависимости, учитывающей затраты мощности на сжатие отбираемого воздуха:

$$\eta_{cm\text{отб}}^* = \frac{\eta_{cm}^*}{1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta \bar{G}_i}{1 - \Delta \bar{G}_i} \cdot \frac{T_{om\text{б}i}^* - T_{\text{с}}^*}{T_{\text{к}}^* - T_{\text{с}}^*} \right)},$$

где n – количество областей отбора воздуха,

η_{cm}^* – изоэнтروпический КПД ступени без учета отбора,

$\Delta \bar{G}$ – относительное количество отбираемого

воздуха $\Delta \bar{G} = \frac{\Delta G}{G_{\text{с}}}$,

ΔG – количество отбираемого воздуха,

$G_{\text{с}}$ – расход воздуха на входе в ступень,

$T_{\text{к}}^*$ – полная температура на выходе из ступени,

$T_{\text{с}}^*$ – полная температура на входе в ступень,

$T_{om\text{б}}^*$ – полная температура в точке О области отбора.

Исследование влияния отбора рабочего тела проведено на примере рассмотренной выше ступени центробежного компрессора авиационного ГТД.

На рис. 8 показаны линии тока в проточной части РК. В зоне отбора на корпусе рабочего колеса заметна деформация линий тока и замыкание их на корпус, где часть рабочего тела уходит из проточной части.

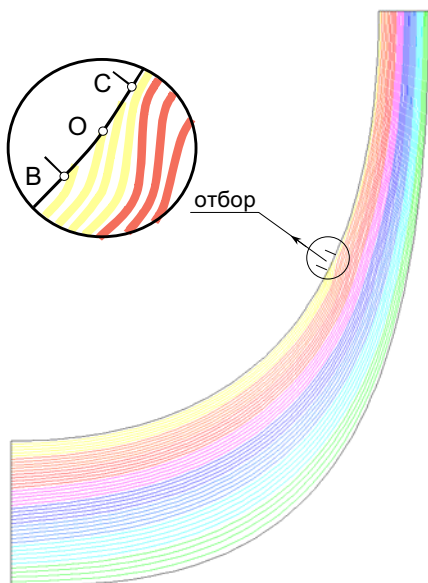


Рис. 8. Линии тока в рабочем колесе ЦБК с учетом отбора воздуха

Расчетные суммарные характеристики РК при отсутствии и наличии отбора воздуха (3% и 6% от расхода на входе в ступень) представлены на рис. 9. При работе ступени с постоянно действующим отбором рабочего тела увеличивается количество воздуха, поступающего на вход, что приводит к смещению суммарной характеристики, построенной в зависимости от расхода на входе, в область больших расходов и снижению изоэнтропического КПД. Чем больше масса отбираемого воздуха, тем сильнее наблюдается расслоение характеристик. При наличии отбора изменяется также и структура течения в ступени.

Непосредственно перед областью отбора воздуха на корпусе наблюдается ускорение потока (точка В, рис. 8), что отражено на распределении расходной (меридиональной) составляющей скорости V_m (рис. 10). Далее поток выравнивается (точка О) и начинает тормозиться (точка С). При этом, чем больше количество отбираемого воздуха, тем сильнее проявляются названные эффекты. Следует отметить, что в исследованном диапазоне $\Delta \bar{G}$ влияние отбора распространяется на половину высоты проточной части.

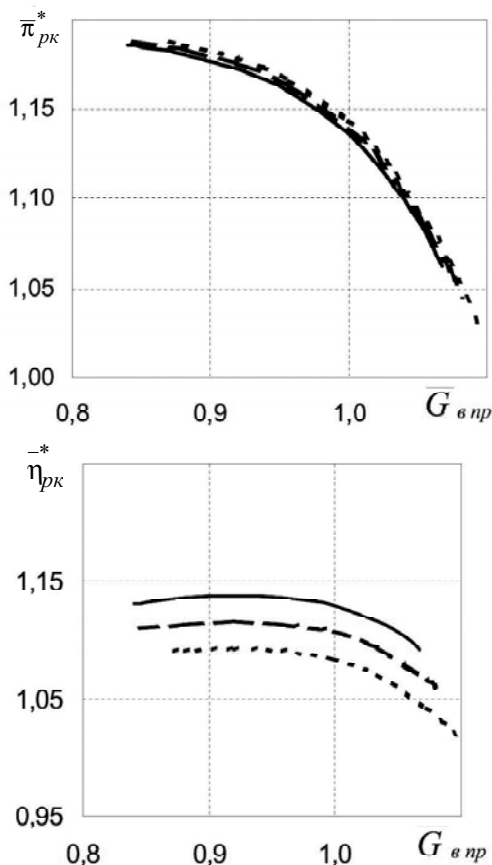


Рис. 9. Влияние величины отбора воздуха на характеристики РК

- без отбора $\Delta \bar{G} = 0\%$,
- с отбором $\Delta \bar{G} = 3\%$,
- · - с отбором $\Delta \bar{G} = 6\%$

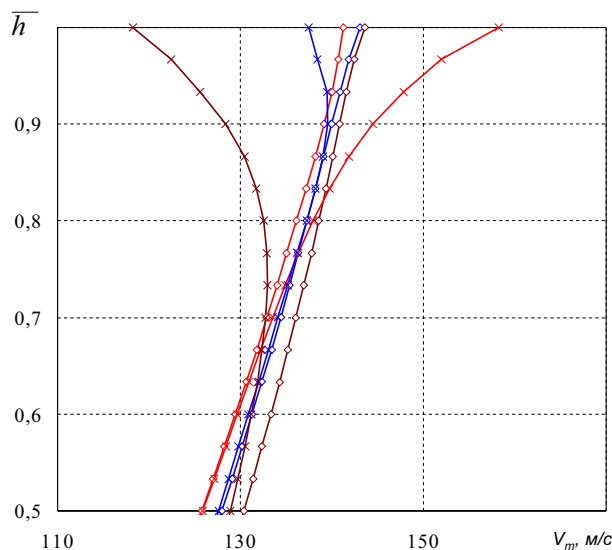


Рис.10. Влияние отбора воздуха на распределения меридиональной составляющей скорости V_m по высоте проточной части в области отбора

$\blacklozenge, \color{blue}\blacklozenge, \blacklozenge$ — без отбора $\Delta\bar{G} = 0\%$: точки В, О, С,
 $\color{red}\times, \color{blue}\times, \times$ — с отбором $\Delta\bar{G} = 5\%$: точки В, О, С

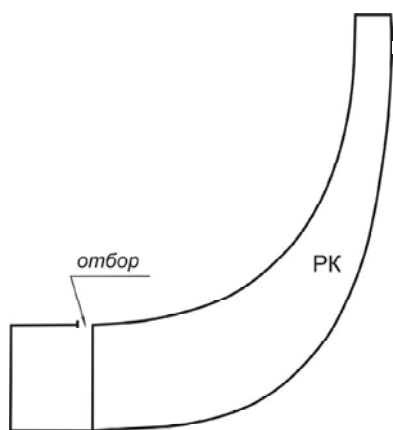


Рис. 11. Схема расположения области отбора

Расположение места отбора существенно отражается на структуре течения и суммарных характеристиках ступени. На рис. 12 представлены результаты расчета течения с отбором воздуха на корпусе перед рабочим колесом (рис. 11). При частоте вращения $\bar{n}_{np} = 1,0$ наблюдается существенное смещение суммарных характеристик ступени в область больших расходов.

При этом распределение углов натекания на рабочее колесо по высоте лопатки значительно меняется: вблизи корпуса угол натекания возрастает и на расчетном режиме при $\Delta\bar{G} = 5\%$, достигает 8,5 град (см. рис. 13 а). Такая же неравномерность отражена и в распределении меридиональной составляющей скорости на входе в РК V_{m1} (рис. 13 б).

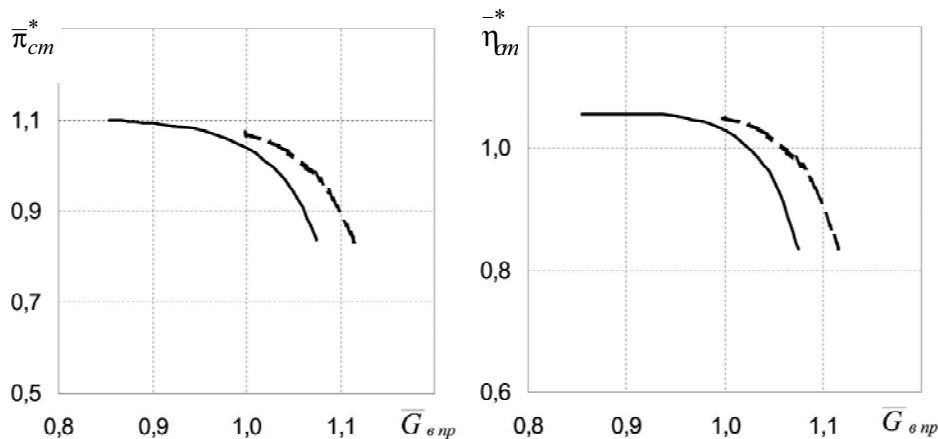


Рис.12. Влияние отбора воздуха перед РК на суммарные характеристики ступени

— без отбора $\Delta\bar{G} = 0\%$,
 - - - с отбором перед РК $\Delta\bar{G} = 5\%$

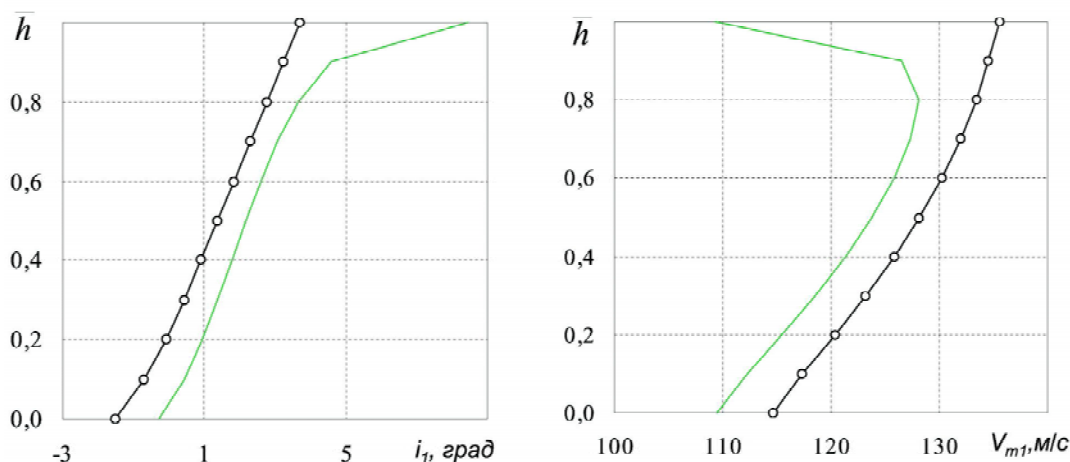


Рис. 13. Влияние отбора воздуха перед РК на структуру течения на входе в него

— без отбора $\Delta \bar{G} = 0\%$,
 - - - - с отбором перед РК $\Delta \bar{G} = 5\%$

Закключение

Представлен метод поверочного аэродинамического расчета течения в трансзвуковой осерадиальной центробежной ступени компрессора с пространственным профилированием лопаток рабочего колеса. Показано удовлетворительное согласование результатов расчета с экспериментальными данными и результатами расчета других авторов. Получена информация о структуре течения и суммарных характеристиках центробежной ступени компрессора высокого давления авиационного двигателя.

Исследовано влияние количества отбираемого воздуха на структуру течения и суммарные характеристики ступени.

Показано, что отбор воздуха на корпусе перед рабочим колесом приводит к существенному смещению характеристики в область больших расходов, увеличению углов натекания на лопатки РК вблизи корпуса, следствием чего является сужение рабочего диапазона ступени и возможное появление срывных явлений в рабочем колесе.

Из сказанного следует, что наличие отбора рабочего тела из проточной части компрессора целесообразно учитывать еще на стадии проектирования.

Результаты, представленные в статье, позволяют сделать вывод о возможности использования разработанного метода для численного исследования течений в проточных частях ЦБК с осерадиальными пространственными лопатками на дои трансзвуковых режимах работы.

Литература

1. Евдокимов В.Е. О некоторых конструктивных особенностях и газодинамических характеристиках ступеней с осерадиальными колесами/

В.Е.Евдокимов, В.И.Лысюк// Турбины и компрессоры: Науч.-техн. журн. — 2004.— №.1, 2 (26, 27) — С. 49—58.

2. Krain H. Improved High Pressure Ratio Centrifugal Compressor /H.Krain, B.Hoffmann, K.H. Rohne, G. Eisenlohr, F.A. Richter //Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. — (May 14-17, 2007). Montreal, Canada. (GT2007-27100). — 9 p.

3. Marconcini M. Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor /M.Marconcini, F. Rubecchini, A. Arnone, S. Ibaraki //Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air. — (May 8-11, 2006). — Barcelona, Spain. (GT2006-90098). — 8 p.

4. Ершов С.В. Численный метод расчета трехмерных вязких течений в осерадиальных турбомашинах/ С.В. Ершов, А.В. Русанов// Пробл. машиностроения. — 1999. — Т.2, №1-2. — С.27-33.

5. Бойко Л.Г. Метод поверочного расчета течения в проточной части центробежного компрессора и его апробация/ Л.Г. Бойко, А.Е. Демин, Е.С. Барышева, К.В. Фесенко, Ю.С. Бухолдин, В.Н. Довженко// Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журн. — 2005.— №.2(18) — С. 42—48.

6. Барышева Е.С. Метод расчета течения в центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками/ Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журн. — 2007.— №.1(37) — С. 45—51.

7. Хафез Численное решение уравнения для функции тока в случае трансзвуковых скоростей/ Хафез, Лоувелл // Аэрокосмическая техника. — 1983.— Т.1, №11. —С. 63—73.

8. Сюй Численное решение уравнения для функции тока в трансзвуковых течениях/ Сюй,

Ни, Ду // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. — 1988. — №4. — С. 34–38.

9. Chriss R.M. Experimental and Computational Results From the NASA Lewis Low-Speed Centrifugal Impeller at Design and Part-Flow Conditions / R.M.Chriss, M.D.Hathaway, J.R.Wood / ASME Journal of Turbomachinery. — 1996, Vol. 118 — P. 55-65.

10. Барышева Е.С. Исследование структуры течения в центробежной ступени компрессора

авиационного двигателя/ Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко, В.С. Борисов, О.Н. Дрынов // Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журн. — 2008. — №.3(50) — С. 56–62.

Поступила в редакцию 11.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Епифанов С.В. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

Наведено метод перевірного аеродинамічного розрахунку течії у трансзвуковому відцентровому ступені компресора з просторовим профілюванням вісьорадіальних лопаток робочого колеса. Приведено результати верифікації методу розрахунку. Отримано задовільне узгодження розрахункових і експериментальних даних. Проведено зіставлення з результатами розрахунку інших авторів. Отримана інформація щодо структури течії і сумарних характеристик трансзвукового відцентрового ступеня компресора авіаційного двигуна. Метод доповнений урахуванням відбору робочого тіла з проточної частини ступеня. Показано вплив кількості повітря, що відбирається, і розташування місця відбору на сумарні характеристики ступеня і структуру течії в ньому.

The verifying aerodynamic flow calculation method of compressor transonic centrifugal stage with spatial shaping axial-radial impeller vanes is presented. Verification results of the calculation method are produced. The satisfactory agreement of computation and experimental data is received. The comparison with the computation results of other authors is conducted. The information about flow structure and summary performances of the aircraft engine compressor transonic centrifugal stage is obtained. The technique is supplemented with accounting of working fluid bleeding from the stage setting. Influence of air bleeding quantity and air bleeding location on stage summary performances and flow structure is shown.

УДК 620.179.1

С.Р. Игнатович, С.С. Юцкевич, В.И. Закиев, Ю.Н. Майстренко
Национальный авиационный университет, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА УСТАЛОСТИ В СПЛАВЕ Д-16АТ ПРИ ПОМОЩИ НАНОПРОФИЛОМЕТРА

Представлены результаты изменения показателя шероховатости поверхностного слоя материала Д-16АТ в процессе циклической наработки. Описана методика экспериментальной количественной оценки пластического деформирования поверхностного слоя материала с использованием нанопрофилометра «Микрон-альфа». Получены экспериментальные данные по изменению деформационного рельефа полированной и не полированной поверхности сплава Д-16АТ при циклическом нагружении. Показано, что для мониторинга пластического деформирования поверхностного слоя можно использовать материал Д-16АТ в состоянии поставки.

Циклическое нагружение, усталость, профилометрия, поверхностный слой, деформационный рельеф, усталостная поврежденность.

Введение

Для использования резервов ресурса конструкции и повышения их безопасности необходимо использовать данные, основанные на происходящих в материале физико-механических явлениях, которые позволят оценивать историю нагружения, а также прогнозировать наступление предельного состояния. Объектом контроля должен выступать поверхностный слой детали, так как процессы деформирования и разрушения в нем протекают более интенсивно по сравнению с остальным объемом материала [1].

1. Формулирование проблемы

Одной из основных особенностей усталостной повреждаемости является ее локальность. В результате накопления повреждений в какой-либо перенапряженной зоне элемента конструкции образуется усталостная трещина, развитие которой приводит к разрушению конструкции. Второй особенностью процесса является его стадийность. Процесс усталостной повреждаемости в материале представляет совокупность двух процессов — накопление рассеянных повреждений, завершающееся образованием усталостной трещины, и процесса распространения усталостной трещины [2]. Однако ввиду того, что для ряда элементов авиационных конструкций появление трещины является недопустимым, необходимо прогнозировать динамику накопления усталост-

ных повреждений на инкубационной стадии разрушения.

Инкубационный период усталости во многих случаях сопровождается формированием деформационного рельефа [3]. Металлографические исследования указывают на различие в процессах формирования такого рельефа при больших и малых амплитудах напряжений. Образование экстрезий и интрузий на поверхности плакируемых алюминиевых сплавов открывает возможность для количественной оценки накопленного усталостного повреждения по интенсивности формирования и размерным параметрам рельефа. Такая оценка может быть выполнена путем анализа изображений поверхности, полученных при большом увеличении под микроскопом. Однако оптическая микроскопия дает лишь качественную информацию о деформационном рельефе поверхности. Этого не достаточно для прогнозирования остаточной долговечности и накопленного усталостного повреждения.

Количественные показатели рельефа можно получить с использованием оптического интерференционного профилометра «Микрон-альфа», разработанного на кафедре конструкции летательных аппаратов Национального авиационного университета.

Технические возможности профилометра позволяют получать не только числовые показатели рельефа, но и его трехмерное изображение [4,5].

2. Решение проблемы

2.1. Методика проведения эксперимента

Объектом исследования являлись полированные и неполированные (в состоянии поставки) образцы дюралюминиевого сплава Д16АТ. Размер образца составляет 125×10×1,2 мм.

Циклическое нагружение образцов производилось на вибростенде в условиях консольного симметричного изгиба с частотой 25 Гц. Значение напряжения в замераемом сечении (рис. 1) составляло: $\sigma_a = 60$ МПа, $\sigma_a = 72,5$ МПа и $\sigma_a = 85$ МПа.

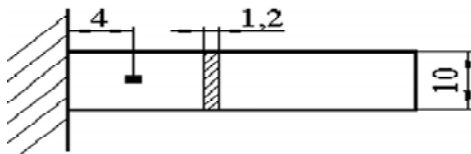


Рис. 1. Схема испытываемого образца

Периодически образец снимался и производился замер рельефа его поверхности. Увеличение изображения составляло ×500. При таком увеличении отчетливо различаются особенности топографии поверхности. Размер замераемого участка составлял 225×170 мкм.

Шероховатость поверхности трактуется как совокупность неровностей, образующих микро-рельеф [6].

В качестве показателя, количественно характеризующего рельеф поверхности, использовался параметр R_a . Данный параметр определяется как среднее арифметическое отклонение шероховатости [7]

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx, \quad (1)$$

где l — базовая длина, по которой производится замер шероховатости; $y(x)$ — отклонения профиля от средней линии.

Для определения изменения рельефа с наработкой замер производился по 20 линиям (рис. 2).

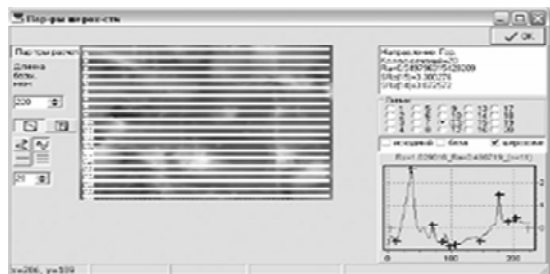


Рис. 2. Схема замера шероховатости

Для каждой линии определялось значение R_a . Для дальнейшего анализа изменения деформационного рельефа использовалось усредненное по 20 линиям значение $\overline{R_a}$

$$\overline{R_a} = \frac{\sum R_{a_i}}{20}. \quad (2)$$

Использование такого параметра позволяет полностью охватить контролируемый участок.

2.2. Результаты эксперимента

Результаты замеров изменения рельефа поверхности с наработкой на образцах с неполированной и полированной поверхностью приведены на рис. 3.

В обоих случаях при различных напряжениях изменение с наработкой деформационного рельефа, характеризуемое показателем $\overline{R_a}$, наблюдается два участка: участок роста параметра $\overline{R_a}$ (для $\sigma_a = 60$ МПа до $N = 260000$ цикл., для $\sigma_a = 72,5$ МПа до $N = 200000$ цикл. и для $\sigma_a = 85$ МПа до $N = 160000$ цикл.); и участок, на котором не происходит изменений в значениях параметра $\overline{R_a}$.

Из этого следует, что оценивать состояние материала по показателю деформационного рельефа возможно на первом участке усталостной поврежденности.

При сопоставлении характеристик изменения деформационного рельефа прослеживается следующая тенденция — при малом значении амплитуды напряжения ($\sigma_a = 60$ МПа) наблюдается эквидистантность зависимостей изменения показателя шероховатости для образцов с полированной и неполированной поверхностью (рис. 4).

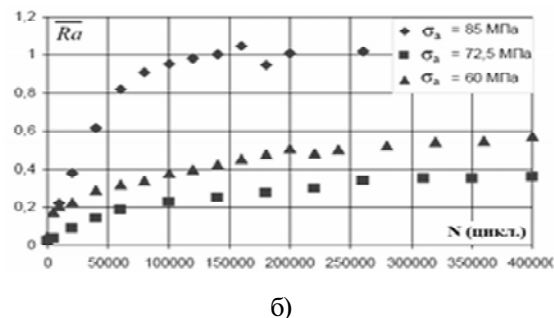
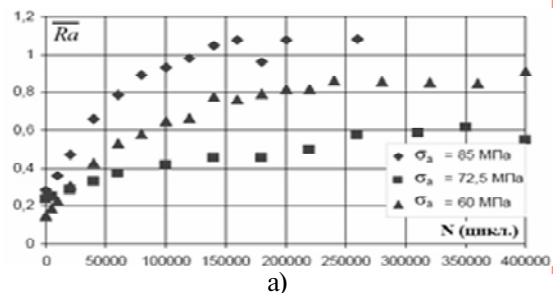


Рис. 3. Изменение параметра $\overline{R_a}$ с наработкой для образцов с неполированной (а) и полированной (б) поверхностью.

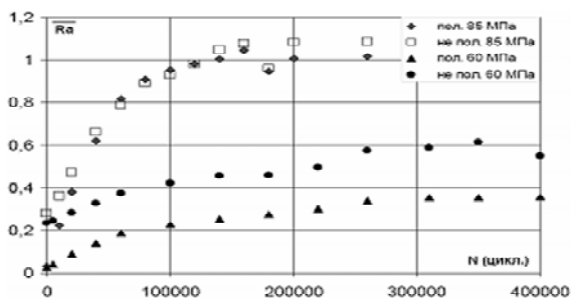


Рис. 4. Изменение параметра $\overline{Ra}$ с наработкой для образца с неполированной и полированной поверхностью

Интенсивность изменения рельефа полированной поверхности у образца, нагружаемого большим напряжением ($\sigma_a = 85$ МПа), настолько велика, что она совпадает с интенсивностью изменения неполированного образца.

Заключение

Использование бесконтактного интерференционного профилометра «Микрон-альфа» открывает широкие возможности для диагностики усталостной поврежденности конструкционных материалов и изделий. Оценка деформационного рельефа параметром $\overline{Ra}$ позволяет осуществлять количественную оценку повреждаемости поверхности материала при усталости.

Литература

1. Прокопенко А.В., Маковецкая И.А., Штутурова А.С. Поверхностные свойства и предел

выносливости металла. Сообщ. 2. Неравномерность свойств на поверхности // Пробл. прочности. 1986. — №6. — С. 41–44.

2. Воробьев А.З., Олькин Б.И., Стебеньев В.Н. Сопротивление усталости элементов конструкции — М.: Машиностроение, 1990. — 240 с.

3. Горицкий В.М., Терентьев В.Ф. Структура и усталостное разрушение металлов. — М.: Металлургия, 1980. — 208 с.

4. Игнатович С.Р., Карусевич О.М., Закиев И.М., Закиев В.И. Диагностика усталостной поврежденности методом бесконтактной регистрации поверхностного рельефа объектов в нанометрическом диапазоне. // Матер. 13-й международн. конфер. «Современ. методы и средства неразруш. контроля и тех. диагностики», (Ялта, 3.11.2005), — С. 80–82.

5. С.Р. Игнатович, И.М. Закиев, В.И. Закиев. Контроль качества поверхности деталей с использованием бесконтактного профилометра / Авиационно-космическая техника и технология: Вып. 8 (34) — Харьков: ХАИ, 2006. — С. 20–22.

6. Самохвалов Я.А., Левицкий М.Я., Григораш В.Д. Справочник техника-конструктора. — К.: «Техніка», 1978. — 592 с.

7. ГОСТ 2789-73 — Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Дмитриев С.А. Национальный авиационный университет, г. Киев.

Представлено результати зміни показника шорсткості поверхневого шару матеріалу Д-16АТ в процесі циклічного напруження. Описано методику експериментальної кількісної оцінки пластичного деформування поверхневого шару матеріалу з використанням нанопрофілометра «Мікрон-альфа». Отримано експериментальні дані із зміни деформаційного рельєфу полірованої і не полірованої поверхні сплаву Д-16АТ при циклічному навантаженні. Показано, що для моніторингу пластичного деформування поверхневого шару можливо використовувати матеріал Д-16АТ у стані постачання.

Results of roughness indicator of D-16AT material surface layer changing at cyclical loading are presented. The methodology of experimental quantitative estimation of material surface layer plastic deformation using nanoprofilometer «Micron-alpha» is described. Experimental data on deformation relief changing of polished and not polished surface of D-16AT alloy are received at cyclic loading. It is shown, that it is possible to use material D-16AT in a delivery condition for plastic deformation of a blanket monitoring.

УДК 539.376

А.М. Локощенко
НИИ механики МГУ имени М.В. Ломоносова, Москва, Россия

ОПИСАНИЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОВ С ПОМОЩЬЮ ВЕРОЯТНОСТНОЙ МОДЕЛИ

Приведены результаты проведенных автором испытаний медных цилиндрических образцов при одноосном растяжении в условиях высокотемпературной ползучести вплоть до разрушения. Для описания этих экспериментальных данных по длительной прочности использована вероятностная модель, основанная на кинетической теории Ю.Н. Работнова. В данной модели предполагается, что растягиваемый стержень состоит из большого количества плотно уложенных одинаковых секторов той же длины. Основная особенность рассматриваемой модели заключается во введении вероятности разрушения отдельных секторов. Уменьшение количества неразрушенных секторов во времени приводит к увеличению осевого напряжения в каждом секторе. При достижении этим напряжением предела кратковременной прочности наступает полное разрушение стержня. Получено хорошее соответствие экспериментальных и теоретических значений времен разрушения.

Длительная прочность, ползучесть, растяжение, медь, вероятностная модель, поврежденность, время разрушения.

При оценке прочности конструкций, работающих в условиях высоких температур, одна из основных проблем заключается в определении времени разрушения этих конструкций.

При моделировании длительной прочности металлов Л.М. Качанов [1] и Ю.Н. Работнов [2] ввели в рассмотрение зависящий от времени t параметр ω , этот параметр характеризует степень поврежденности материала, накапливающейся в процессе ползучести. Согласно [1-2], в начале процесса ползучести принимается условие $\omega(0) = 0$, разрушению образца при $t = t^*$ соответствует значение

$$\omega^* = \omega(t^*) = 1.$$

В данной работе проведен анализ результатов испытаний медных образцов на ползучесть вплоть до разрушения [3-5]. Эти испытания проводились на образцах двух серий (с постоянной и кусочно-постоянной площадью поперечного сечения рабочей части) при температуре 800 °С.

Номинальные напряжения σ_0 принимали значения в диапазоне от 40 до 70 МПа. В таблице 1 при $j = 1 - 2$ указаны величины σ_0 и средние значения времен разрушения $t_{\text{эксп}}^*$, полученные в испытаниях образцов двух серий.

Рассмотрим применение вероятностной модели для описания длительной прочности цилиндрического стержня длины L и радиуса R ($L \gg R$) при одноосном растяжении [6]. В этой модели рассматриваемый стержень представляется состоящим из большого количества плотно уложен-

Таблица 1

σ_0 МПа	$t_{\text{эксп}}^*$ час	$t_{\text{теор}}^*$ час	$t_{\text{теор}}^*$ час
$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$	$j = 4$
40	67.2	73.1	74.1
50	40.4	37.4	37.0
60	23.6	21.1	21.1
70	11.6	12.3	13.1

ных секторов длины L , радиуса R и очень малого угла раствора δ ($\delta \ll 2\pi$). Введем функцию $N(t)$ - количество неразрушенных секторов в момент времени t ; очевидно, имеет место равенство

$$N(0) = 2\pi/\delta. \quad (1)$$

Относительно свойств секторов принимают следующие предположения:

1) напряжение σ_1 в каждом секторе не зависит от его положения и зависит только от времени: $\sigma_1 = \sigma_1(t)$;

2) вероятность $q(t, t + \Delta t)$ того, что произвольный сектор разрушится в интервале времени $(t, t + \Delta t)$, удовлетворяет уравнению

$$\begin{aligned} q(t, t + \Delta t) &= g \cdot \Delta t + o(\Delta t), \\ g &= g(\sigma_1(t)) \equiv g(\sigma_1); \end{aligned} \quad (2)$$

3) итоговое разрушение стержня (разделение его на две части) определяется из условия достижения напряжением в каждом неразрушенном секторе $\sigma_1(t)$ предела кратковременной прочности материала σ_g при соответствующей температуре.

Основная особенность рассматриваемой модели заключается во введении вероятности разрушения отдельных секторов, которая является возрастающей функцией напряжения в секторах $\sigma_1(t)$. Эта гипотеза приводит к тому, что с течением времени отдельные секторы разрушаются. Уменьшение количества неразрушенных секторов с ростом времени приводит к увеличению напряжения в каждом секторе, при достижении этим напряжением предела кратковременной прочности σ_g наступает полное разрушение стержня. Отсюда следует, что при записи условия длительного разрушения стержня равенство напряжений во всех секторах пределу длительной прочности материала заменяется выделением в сечении стержня разрушенных и неразрушенных секторов и выполнением условий для осевых напряжений в них соответственно $\sigma_1 = 0$ и $\sigma_1 = \sigma_g$.

Согласно первому предположению, уравнению равновесия и соотношению (1) напряжение $\sigma_1(t)$ в каждом секторе может быть вычислено по формуле

$$\sigma_1(t) = 2\pi\sigma_0 / (N(t)\delta). \quad (3)$$

Функция плотности неразрушенных пластин $\psi(t)$ определяется соотношением

$$\psi(t) = N(t) / N(0). \quad (4)$$

При подстановке (1) в (4) количество неразрушенных пластин $N(t)$ записывается в виде

$$N(t) = \psi(t) \cdot 2\pi / \delta. \quad (5)$$

Для получения дифференциального уравнения относительно плотности $\psi(t)$ можно воспользоваться выражением (2) и составить уравнение для $N(t)$

$$N(t + \Delta t) - N(t) = -N(t) \cdot [g\Delta t + o(\Delta t)]. \quad (6)$$

При $\Delta t \rightarrow 0$ уравнение (6) принимает вид

$$\frac{dN(t)}{dt} = -N(t) \cdot g(\sigma_1(t)). \quad (7)$$

При учете (4) из (7) следует уравнение для плотности секторов:

$$\frac{d\psi}{dt} = -\psi(t) \cdot g(\sigma_1(t)). \quad (8)$$

Из третьего предположения при учете (3)-(5) следует уравнение для времени полного разрушения t^* :

$$\psi(t^*) = \frac{\sigma_0}{\sigma_g}. \quad (9)$$

Для функции $g(\sigma_1)$ можно принять простейшую форму

$$g(\sigma_1) = A \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_g} \right)^n, \quad \sigma_1(t) = \frac{\sigma_0}{\psi(t)}. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (8), получаем

$$\begin{aligned} \frac{d\psi}{dt} &= -\psi \cdot A \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_g} \right)^n = -\psi \cdot A \cdot \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_g \psi} \right)^n = \\ &= -A \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_g} \right)^n \cdot \psi^{(1-n)}, \quad \psi(t=0) = 1. \end{aligned} \quad (11)$$

Интегрирование (11) приводит к следующему выражению:

$$\psi^n(t) = 1 - An \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_g} \right)^n t. \quad (12)$$

Если рассмотреть стандартный параметр поврежденности в виде $\omega(t) = 1 - \psi(t)$, то предельное значение параметра поврежденности $\omega(t^*)$ согласно (9) монотонно убывает при увеличении σ_0

$$\omega(t^*) = 1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_s} \quad (13)$$

Подставляя (13) в (12), получаем выражение для времени разрушения t^* :

$$t^* = \frac{1 - (\sigma_0 / \sigma_s)^n}{An(\sigma_0 / \sigma_s)^n} \quad (14)$$

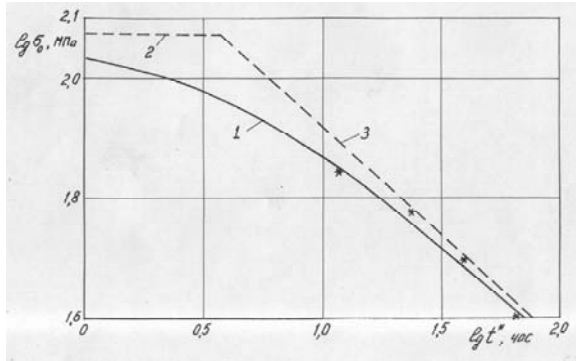


Рис. 1

Результаты моделирования экспериментальных данных [3-5] при $n = 2,8$, $A = 0,096 \text{ час}^{-1}$ приведены в таблице 1 при $j = 3$ и на рис. 1 в виде кривой 1. Кривая длительной прочности на плоскости $(\lg t^*, \lg \sigma_0)$ имеет две асимптоты: горизонтальную $\sigma_0 = \sigma_s$ (прямая линия 2) и наклонную $t^* = [An(\sigma_0 / \sigma_s)^n]^{-1}$ (прямая линия 3). В качестве меры суммарного расхождения теоретических значений $t_{\text{теор}}^*$ относительно экспериментальных значений $t_{\text{эксп}}^*$ рассмотрим величину

$$W = \sum \left[\lg(t_{\text{теор}}^* / t_{\text{эксп}}^*) \right]^2.$$

Теоретические значения t^* (14), вычисленные в результате применения вероятностной модели, приводят к величине суммарного расхождения $W = 0,0056$.

Наведено результати проведених автором випробувань мідних циліндричних зразків при одноосовому розтяганні в умовах високотемпературної повзучості аж до руйнування. Для опису цих експериментальних даних по тривалій міцності використана ймовірнісна модель, заснована на кінетичній теорії Ю.Н. Работнова. У даній моделі передбачається, що стержень, який розтягується, складається з великої кількості щільно покладених однакових секторів тієї ж довжини. Основна особливість розглянутої моделі полягає у введенні ймовірності руйнування окремих секторів. Зменшення кількості незруйнованих секторів у часі приводить до збільшення осової напруги в кожному секторі. При досягненні цією напругою межі короточасної міцності настає повне руйнування стержня. Отримано гарну відповідність експериментальних і теоретичних значень часів руйнування.

Рассмотрим стандартную степенную модель длительной прочности

$$t^* = B(\sigma_0 / \sigma_s)^{-m}.$$

Результаты применения этой модели для описания экспериментальных данных [3-5] при $m = 3,1$, $B = 2,591 \text{ час}$ приведены в таблице 1 при $j = 4$, при этом $W = 0,0084$.

Итак, вероятностная модель длительной прочности приводит к значительно меньшему суммарному расхождению теоретических значений времен разрушения относительно экспериментальных значений, чем стандартная степенная модель длительной прочности.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №08-08-00007).

Литература

1. Качанов Л.М. О времени разрушения в условиях ползучести // Изв. АН СССР. ОТН. 1958. — № 8. — С. 26–31.
2. Работнов Ю.Н. О механизме длительного разрушения // Вопросы прочности материалов и конструкций. — М.: Изд-во АН СССР, 1959. — С. 5–7.
3. Локощенко А.М. Исследование поврежденности материала при ползучести и длительной прочности // Прикл. мех. и техн. физ. 1982. — № 6. — С. 129–133.
4. Локощенко А.М. Новый метод измерения поврежденности металлов при ползучести // Известия РАН. Механика твердого тела. 2005. — № 5. — С. 108–122.
5. Локощенко А.М. Моделирование процесса ползучести и длительной прочности металлов. — М. — МГИУ. 2007. — 264 с.
6. Кулагин Д.А., Локощенко А.М. Анализ влияния окружающей среды на длительную прочность с помощью вероятностного подхода // Механика твердого тела. 2001. — № 1. — С. 124–133.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: доктор физико-математических наук, профессор Кузнецов В.Н. НИИ механики МГУ имени М.В. Ломоносова, г. Москва, Россия

The tests results of copper cylindrical specimens at tension at high-temperature creep up to rupture are presented, which were obtained by author earlier. For description of these experimental data at creep rupture the model of probability is used, which is founded on kinetic theory of Yu.N.Pabotnov. This model is supposed that tensional rod consists of large number of compactly packed identical sectors of the same length. The basic specific feature of this model consists in use of phenomenon of fracture probability of separate sectors. Decrease of number of unfractured sectors in time leads to increase of axial stress in each sector. If this stress becomes equal to stress limit, a rod has been wholly destroyed. The good agreement between of experimental and theoretical values of rupture times has been received.

УДК 669.14.018.44:539.4

Е.Р. Голубовский, А.Г. Демидов
ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия

ОЦЕНКА ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ СПЛАВА ЭИ437БУ-ВД ДЛЯ ДИСКОВ ГТД*

Представлены результаты испытаний трубчатых образцов на длительную прочность сплава ЭИ437БУ-ВД при сложном напряженном состоянии. Приведены также экспериментальные данные и уравнение температурно-временной зависимости длительной прочности, полученные на стандартных образцах при растяжении в диапазоне температур 650 °С...750 °С. На основании экспериментальных данных, полученных при испытании трубчатых тонкостенных образцов в условиях различных соотношений растягивающей силы и крутящего момента при температуре 650 °С, показано, что двухпараметрический критерий эквивалентности напряженных состояний, рассмотренный в работе, более точно и адекватно, чем критерий Мизеса-Генки, описывает длительную прочность сплава при сложном напряженном состоянии.

Длительная прочность (ДП), сложное напряженное состояние (СНС), критерий эквивалентности напряженных состояний (КНС), время до разрушения, дисперсия.

1. Введение и постановка задачи

Материал элементов конструкций работает, как правило, в условиях, отличных от одноосного растяжения. В деталях роторов ГТД и ГТУ (диски, валы) реализуется двухосное растяжение и при расчетах напряженно-деформированного состояния (НДС) необходимо использовать известные теории прочности или эмпирические критерии эквивалентности напряженных состояний (КНС). Кроме того, диски турбин и последних ступеней компрессора работают в условиях повышенных температур, поэтому необходимо учитывать влияние фактора напряженного состояния на характеристики конструкционной длительной прочности (ДП) материала дисков.

При расчетах НДС на практике используются однопараметрические КНС — Джонсона — $\sigma_{экв} = \sigma_I$, Кулона — $\sigma_{экв} = \sigma_I - \sigma_3$, Мизеса-Генки — $\sigma_{экв} = \sigma_i$, Сдобырева — $\sigma_{экв} = 0,5(\sigma_i + \sigma_I)$, а также могут быть использованы двухпараметрические КНС — Писаренко-Лебедева, Трунина и др. [1].

Общий недостаток этих КНС заключается в том, что расчетные значения характеристик конструкционной ДП любого материала при двухосном равном растяжении равны ДП при растяжении (рис. 1а).

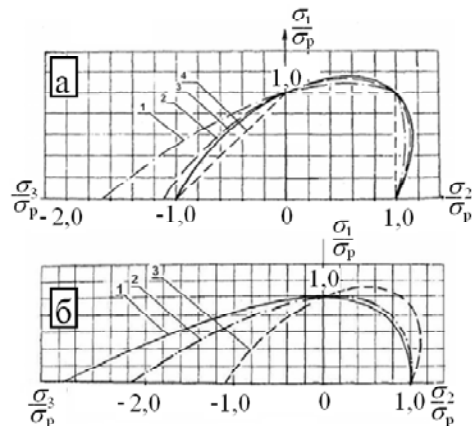


Рис. 1. Изохронные предельные кривые длительной прочности при СНС по различным КНС
а — 1, 2 — Писаренко-Лебедева (1 - $\chi=0,6$, 2 - $\chi=0,9$),
3 — Мизеса-Генки, 4 — Джонсона;
б — критерий (1) (1 - $\lambda=0,67$, 2 - $\lambda=0,731$, 3 - $\lambda=0,957$)

Однако экспериментальные данные, полученные при двухосном равном растяжении сталей и

* Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований — проект 08-08-00142а

сплавов, свидетельствуют о снижении ДП в сравнении с одноосным растяжением [1]. Это обстоятельство учитывает двухпараметрический КНС (рис.1б), сформулированный в [1], который является функцией первого σ_0 и второго σ_i инвариантов тензора напряжений и константы материала λ :

$$\sigma_{\text{экв}}^{\tau} = \lambda \sigma_i^{\tau} + 3(1 - \lambda) \sigma_0^{\tau}, \left(\frac{2}{3} < \lambda < 2 \right), \quad (1)$$

где τ означает, что все величины с этим индексом соответствуют одному и тому же значению долговечности τ ;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные нормальные напряжения;

$\sigma_i = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]/2\}^{0,5}$ — интенсивность главных нормальных напряжений;

$\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ — шаровой тензор;

$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p$ — предел ДП при одноосном растяжении и долговечности τ .

Для деталей роторов ГТД и ГТУ (диски и валы) широко применяются жаропрочные никелевые деформируемые и гранульные компактируемые сплавы, в том числе и деформируемый сплав ЭИ437БУ-ВД. Поэтому, в настоящей работе экспериментально исследована ДП сплава ЭИ437БУ-ВД при КНС.

2. Материал и методика испытаний и обработки экспериментальных данных

Характеристики ДП при растяжении сплава ЭИ437БУ-ВД в диапазоне температур 650...750 °С, полученные на стандартных цилиндрических образцах ($l = 5d, d = 5$ мм), описываются уравнением [1]:

$$\tau_p = \xi T^m \sigma^{-n} \exp\left(\frac{U_0 - \gamma \sigma}{RT}\right), \quad (2)$$

где τ_p — время до разрушения, час,
 σ — напряжение, МПа,
 T — температура, К.

Численные значения коэффициентов этого уравнения ξ, m, n, U_0, γ приведены в табл. 1, а результаты испытаний и кривые ДП — на рис. 2.

Таблица 1

Значения коэффициентов уравнения (1) в диапазоне температур 650...750 °С

$\ln \xi$	m	n	U_0 кДж/моль.град	γ Дж/МПа.моль.град
-36,94	2	2	366,7	86,47

Испытания на ДП при различных напряженных состояниях и температуре $T = 650$ °С, в соот-

ветствии с требованиями [2], были проведены на тонкостенных трубчатых образцах: длина рабочей части $L = 108$ мм, наружный и внутренний диаметр, соответственно, $d_n = 18$ мм, $d_v = 17$ мм. Заготовки тонкостенных трубчатых образцов вырезались из штамповок дисков из сплава ЭИ437БУ-ВД [3], термообработанных по стандартному режиму.

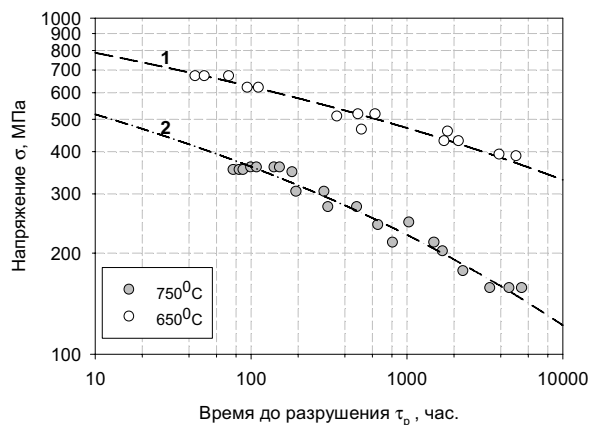


Рис. 2. Сплав ЭИ437БУ-ВД. Длительная прочность при 650 и 750 °С (стандартные образцы). Кривые 1, 2 — расчет по уравнению (2). 1 — 650 °С, 2 — 750 °С

Испытания были проведены на установке УИМТ-1500, которая обеспечивала одновременную передачу на трубчатый образец растягивающей силы P и крутящего момента M . Образцы были испытаны при различных соотношениях нормальных растягивающих σ_{zz} и касательных τ_{zy} напряжений. Условия проведения испытаний на ДП отвечали требованиям ГОСТ 10145-84 [4].

Напряжения рассчитывались по следующим соотношениям [1, 2]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xx} &= \frac{P}{\pi D \delta}; \\ \tau_{xy} &= \frac{2M}{\pi D^2 \delta}; \\ \sigma_1 &= \frac{1}{2} \left(\sigma_{xx} + \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 4\tau_{xy}^2} \right); \\ \sigma_3 &= \frac{1}{2} \left(\sigma_{xx} - \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 4\tau_{xy}^2} \right); \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

За время до разрушения образца принималась продолжительность испытания с момента нагружения образца до его разрушения (рис. 3а, б) или до потери устойчивости (рис. 3в).

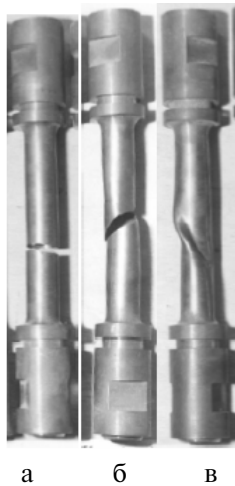


Рис. 3. Разрушенные образцы (а, б) после испытаний на ДП при СНС (а – растяжение, б – кручение с растяжением) и образец с потерей устойчивости при кручении (в)

При обработке результатов испытаний трубчатых образцов были использованы приложение MS Excel, программы Grapher и Sigma Plot в ОС Windows, а также вспомогательные соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \sigma_1 / \sigma_1 = 1; \\ \alpha_2 &= \sigma_2 / \sigma_1 = 0; \\ \alpha_3 &= \sigma_3 / \sigma_1; \\ \alpha_0 &= \sigma_0 / \sigma_1 = (1 + \alpha_2 + \alpha_3) / 3; \\ \alpha_i &= \sigma_i / \sigma_1 = \sqrt{1 - \alpha_3 + \alpha_3^2} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

3. Полученные результаты и их обсуждение

Экспериментальные данные по испытаниям трубчатых образцов на ДП при СНС и результаты их предварительной обработки с применением соотношений (4) приведены в табл. 2.

Эти данные были обработаны по степенной зависимости:

$$\tau_p = A \sigma_{\text{экв.}}^{-n} \quad (5)$$

Таблица 2
Результаты испытаний трубчатых образцов при СНС (растяжение, растяжение с кручением) и обработки экспериментальных данных

№ n/n	$\sigma_{\text{сх}}$, МПа	$\tau_{\text{сх}}$, МПа	σ_1 , МПа	σ_2 , МПа	α_3	σ_i , МПа	τ_p , МПа	$\sigma_{\text{экв.}}$, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	29,5	637,7
2.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	33,5	637,7
3.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	31,0	637,7

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
4.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	28,5	637,7
5.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	58,0	637,7
6.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	50,0	637,7
7.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	25,0	637,7
8.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	17,0	637,7
9.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	15,0	637,7
10.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	13,0	637,7
11.	637,7	0	637,7	0	0	637,7	15,5	637,7
12.	490,5	0	490,5	0	0	490,5	476,0	490,5
13.	539,6	0	539,6	0	0	539,6	118,0	539,6
14.	0,0	343,4	343,4	-343,4	-1	594,7	209,5	603,0
15.	0,0	397,3	397,3	-397,3	-1	688,2	2,0	697,7
16.	0,0	372,8	372,8	-372,8	-1	645,7	23,5	654,6
17.	0,0	294,3	294,3	-294,3	-1	509,7	88,0	516,8
18.	0,0	294,3	294,3	-294,3	-1	509,7	805,0	485,8
19.	294,3	245,3	433,2	-138,9	-0,32	516,8	436,0	506,3
20.	264,9	220,7	389,8	-125,0	-0,32	465,1	883,0	455,7
21.	235,4	196,2	346,5	-111,1	-0,32	413,4	2671	405,1
22.	353,2	294,3	519,8	-166,6	-0,32	620,1	218,5	623,8
23.	353,2	294,3	519,8	-166,6	-0,32	620,1	13,0	623,8
24.	353,2	294,3	519,8	-166,6	-0,32	620,1	41,0	623,8
25.	412,0	343,4	606,4	-194,4	-0,32	723,5	11,0	727,8
26.	343,4	294,3	512,4	-169,0	-0,33	614,6	107,0	618,4
27.	392,4	196,2	473,7	-81,3	-0,17	519,1	709,0	520,9
28.	549,4	274,7	663,1	-113,8	-0,17	726,7	6,0	729,2
29.	490,5	245,3	592,1	-101,6	-0,17	648,9	7,0	651,1
30.	490,5	245,3	592,1	-101,6	-0,17	648,9	20,0	651,1
31.	392,4	196,2	473,7	-81,3	-0,17	519,1	65,0	520,9
32.	372,8	186,4	450,0	-77,2	-0,17	493,1	227,0	487,5
33.	490,5	245,3	592,1	-101,6	-0,17	648,9	72,0	651,1
34.	392,4	196,2	473,7	-81,3	-0,17	519,1	425,5	513,1
35.	343,4	171,7	414,5	-71,1	-0,17	454,2	416,0	449,0
36.	490,5	245,3	592,1	-101,6	-0,17	648,9	28,5	651,1

Обработка проведена для двух выборок экспериментальных данных: выборка 1 – результаты испытаний трубчатых образцов при растяжении; выборка 2 – результаты, полученные при различных соотношениях растяжения и кручения. При этом, на первом этапе обработки данных, в качестве $\sigma_{\text{экв.}}$ использован КНС Мизеса-Генки σ_i . Данные выборки 1 и выборки 2 удовлетворительно аппроксимируются уравнением (5), значения коэффициентов которого приведены в табл. 3.

Таблица 3
Значения коэффициентов уравнения (4) для $\sigma_{\text{экв.}} = \sigma_i$

Выборка	$\log A$	n
1	39,062	13,51
2	39,960	13,77
3	25,13	8,33

На рис. 4 в координатах « $\lg \sigma_i - \lg \tau_p$ » представлены экспериментальные данные, полученные на трубчатых образцах при различных напряженных состояниях, и кривые ДП (кривая 1 для выборки 1 и кривая 2 для выборки 2), рассчитанные по уравнению (5) с коэффициентами табл. 3.

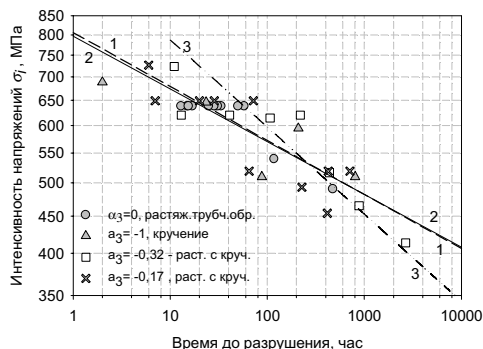


Рис. 4. ДП при СНС. (1 – кривая ДП трубчатых образцов при растяжении; 2 – трубчатые образцы при СНС; 3 – кривая ДП стандартных образцов

Как следует из диаграммы ДП (рис. 4 и табл. 3), кривые 1 и 2 практически совпадают. Таким образом, в диапазоне рассмотренных плоских напряженных состояний ДП может быть описана КНС Мизеса-Генки ($\sigma_{эkv} = \sigma_i$).

Однако, следует отметить, что значительная часть экспериментальных данных с долговечностью $\tau_p \geq 250$ час. лежит ниже расчетных кривых 1 и 2, т.е. на кривых ДП трубчатых образцов возможен перелом, связанный с изменением характера разрушения. Это обстоятельство для данного сплава отмечалось ранее Р.Н. Сизовой [5].

Действительно, если на рис. 4 нанести кривую ДП сплава ЭИ437БУ-ВД, полученную на стандартных цилиндрических образцах $1 = 5d$, $d = 5$ мм (на рис. 4 – кривая 3) и построенную по уравнению (5) с коэффициентами табл. 3 (выборка 3 стандартные образцы, только те, которые испытаны при 650°C), то становится очевидным, что кривые 1, 2 и кривая 3 имеют разный угол наклона. Поскольку изменение угла наклона связывается с изменением характера длительного разрушения [1], то в качестве кривой ДП в эквивалентных напряжениях до точки перелома ($\tau_p = 250$ час.) следует рассматривать кривую 1, а после точки перелома кривую 3.

Определение значения параметра λ из КНС (1) для каждого образца осуществлялось для соответствующего участка кривой ДП по формуле [1]:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{\sigma_p}{\sigma_l} - 3\alpha_0 \right)}{\alpha_i - 3\alpha_0}, \text{ при } \tau_p = \text{const}, \quad (6)$$

В соотношении (6) использованы значения $\sigma_l = (\sigma_l)_\tau^{\text{эксн.}}$, $\alpha_0 = (\alpha_0)_\tau^{\text{эксн.}}$ и $\alpha_i = (\alpha_i)_\tau^{\text{эксн.}}$ для каждого трубчатого образца, а $\sigma_p = (\sigma_p)_\tau$; при этом величина σ_p для значения τ определяется по кривой 1 или 2 (рис. 2), если $\tau < 250$ час. и определяется по кривой 3, если $\tau > 250$ час.

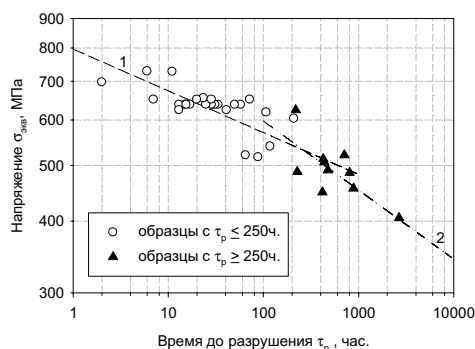


Рис. 5. Длительная прочность при сложном напряженном состоянии. КНС $\sigma_{эkv}$ по критерию (1). 1 – участок кривой ДП до перелома, 2 – участок кривой ДП после перелома

Затем, для каждой области долговечностей τ определялось значение λ как среднее арифметическое всех значений, полученных для этой области. После выполнения этих процедур параметр λ имеет следующие средние значения:

$$\lambda = 1,014 \text{ — для } \tau < 250 \text{ ч.};$$

$$\lambda = 0,953 \text{ — для } \tau > 250 \text{ ч.} \quad (7)$$

С использованием значений параметра λ были рассчитаны по формуле (1) значения напряжений $\sigma_{эkv}$ для каждого трубчатого образца, испытанного при СНС (см. табл. 2, столбец 9). Эти значения $\sigma_{эkv}$ показаны на рис. 5, на котором представлена кривая длительной прочности в виде ломаной.

Как следует из рис. 5, имеет место удовлетворительное соответствие кривой ДП и результатов эксперимента, обработанных по критерию (1). Для более строгой оценки были рассчитаны значения оценок дисперсии экспериментальных данных, обработанных по КНС Мизеса-Генки и по критерию (1) по формуле [1]:

$$S^2(\lg \tau) = \frac{1}{n_p - 1 - B} \sum_{k=1}^{n_p} \left(\lg \frac{\tau_k(\sigma_{э})}{\tau(\sigma_p)} \right)^2, \quad (8)$$

где $n_p = 23$ – объем выборки результатов испытаний трубчатых образцов, испытанных при СНС; $B = 2$ – число статистически значимых

коэффициентов уравнения (5), определяемых по выборке экспериментальных данных; $\tau_k(\sigma_{\text{экв}})$ экспериментальное значение времени до разрушения k -го образца, для которого рассчитано $\sigma_{\text{экв}}$ по КНС Мизеса-Генки и по критерию (1); $\tau(\sigma_p)$ — время до разрушения k -го образца, рассчитанное по левой или правой ветви кривой ДП по уравнению (1) для значений $\sigma_p = \sigma_{\text{экв}}$, в зависимости от величины $\tau_p^{\text{эксп.}}$ ($\tau_p^{\text{эксп.}} < 250$ час. — по левой ветви, $\tau_p^{\text{эксп.}} > 250$ час. — по правой ветви).

Полученные оценки дисперсии, характеризуют отклонение экспериментальных данных (обработанных по тому или иному критерию ДР при СНС) относительно ломаной кривой ДП.

Оценки дисперсии имеют следующие значения: для критерия Мизеса-Генки — $S^2(\lg t) = 0,2580$, для критерия (1) — $S^2(\lg t) = 0,16919$. Т.е. критерий (1) более точно описывает длительную прочность сплава при сложном напряженном состоянии.

Заключение

Результаты испытаний трубчатых образцов из сплава ЭИ437БУ-ИД показали, что длительную прочность этого сплава при температуре 650 °С в условиях сложного напряженного состояния наиболее точно и адекватно описывает критерий (1).

Для определения характера разрушения до и после точки перелома на кривой длительной прочности необходимы дополнительные исследования для определения механизма образова-

ния и развития микротрещин (транскристаллитные микротрещины, межзеренные клиновидные трещины на стыке трех зерен или межкристаллитные поры).

Литература

1. Е.Н. Каблов, Е.Р. Голубовский // Жаропрочность никелевых сплавов, — М., Машиностроение, 1998. — 464 с.
2. А.А. Лебедев, Б.И. Ковальчук, Ф.Ф. Гигиняк, В.П. Ламашевский / Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии, под общ. ред. акад. НАН Украины А.А. Лебедева/ Украина, Киев, Изд. дом. «Ин Юре», 2003. — 540 с.
3. Машиностроение. Энциклопедия. Том II-3 «Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы», — М., Машиностроение, 2001 г. — 880 с.
4. ГОСТ 10145-84 «Металлы. Метод испытания на длительную прочность».
5. И.А. Биргер, Б.Ф. Балашов, Р.А. Дульнев, Т.П. Захарова, Л.А. Козлов, А.Н. Петухов, Р.Н. Сизова // Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей, — М., Машиностроение, 1981 г. — 222 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. Локощенко А.М. ИМХ МГУ им.М.В. Ломоносова, г. Москва.

Представлено результати випробувань трубчастих зразків на тривалу міцність сплаву ЭИ437БУ-ВД при складному напруженому стані. Наведено також експериментальні дані й рівняння температурно-тимчасової залежності тривалої міцності, отримані на стандартних зразках при розтяганні в діапазоні температур 650 °С...750 °С. На підставі експериментальних даних, отриманих при випробуванні трубчастих тонкостінних зразків в умовах різних співвідношень сили, що розтягує, і крутного моменту при температурі 650 °С, показано, що двоохпараметричний критерій еквівалентності напружених станів, розглянутий у роботі, більш точно й адекватно, чим критерій Мизеса-Генки, описує тривалу міцність сплаву при складному напруженому стані.

The results of stress rupture tests at a complex stress state of tubular samples of an EI437DU-VD alloy of the are shows. Experimental data and an equation of temperature-time function of the long strength, obtained on the standard samples are adduced also at a stretching over the range temperatures 650 °C...750 °C. Ground the experimental data obtained at test of tubular thin-walled samples in conditions of different ratio of a tensile force and a torque at temperature 650 °C, it is shown, that two-parameter criterion of equivalence of the states of stress, surveyed in-process, is more exact and it is adequate, than Mises-Henki criterion, describes long strength of an alloy at a complex state of stress.

УДК 620.178.3:620.171.32

М.Б. Милешкин, И.В. Библик
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
Украина

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

Рассмотрена возможность применения специального расчетно-экспериментального метода, основанного на компьютерном моделировании процесса разрушения материалов и элементов конструкций, для прогнозирования длительной прочности жаропрочных сплавов на никелевой основе. Проведено сравнение полученных результатов с имеющимися экспериментальными литературными данными. Результаты проведенных исследований свидетельствуют о необходимости учета соответствующих изменений характеристик длительной прочности при проведении оценки остаточного ресурса лопаток газовых турбин после длительной эксплуатации.

Компьютерное моделирование, расчетно-экспериментальный метод, жаропрочные сплавы, длительная прочность, эквивалентная повреждаемость.

1. Введение и постановка задачи

Одними из наиболее ответственных деталей авиационных двигателей являются лопатки турбины. Именно они определяют максимальную температуру газа в турбине, надежность и ресурс работы турбины, удельную мощность, удельный вес и экономичность двигателя. На рабочие лопатки турбины действуют центробежные и газодинамические силы, вызывающие в лопатках растяжение, изгиб и кручение. Высокий уровень напряжений, температур, нестабильность режимов нагрева и нагружения, возможность возникновения резонансных колебаний делает рабочие лопатки одним из наиболее сложных элементов современной техники. Более 50 лет для изготовления лопаток используют никелевые жаропрочные сплавы. Они занимают одно из первых мест по масштабам производства и объему применения среди высокотемпературных материалов конструкционного назначения [1].

Проблема предотвращения разрушения конструкций в процессе их длительной эксплуатации в экстремальных температурно-силовых условиях является одной из наиболее актуальных задач прочности. Особое значение имеет задача прогнозирования ресурса по данным ограниченных во времени испытаний, поскольку проведение опытов на весь рассчитываемый период работы конструкций весьма затруднительно и часто практически невыполнимо. В связи с этим большое значение приобретает разработка мето-

дов прогнозирования длительной прочности с использованием испытаний на укороченной временной базе.

Для оценки ресурса оборудования, работающего при высоких температурах, необходима такая характеристика материалов, как длительная прочность. При этом предельное состояние оборудования может определяться либо чрезмерными деформациями (ползучестью), либо состоянием разрушения. Чтобы определить предел длительной прочности опытным путем, необходимо проводить очень длительные и дорогостоящие эксперименты, которые не всегда возможны. Кроме того, полученные данные можно применить только к узкому диапазону температур и определенной марке стали или сплава.

В то же время, применение известных параметрических методов и метода базовых диаграмм [2] не всегда целесообразно из-за отсутствия необходимых исходных и эксплуатационных данных. В связи с этим для прогнозирования длительной прочности лопаточных жаропрочных сплавов в настоящей работе был применен специальный расчетно-экспериментальный метод (РЭМ) [3,4], который уже показал хорошие результаты в решении ряда задач определения прочностной надежности. В РЭМ материал рассматривается как система структурных элементов, каждый из которых обладает конкретными прочностными и деформационными свойствами. Учитывая, что РЭМ разрабатывался для компьютерного моделирования процесса разрушения конст-

рукционных материалов, в настоящей работе оценка наступления предельного состояния элемента конструкции (длительная прочность) рассматривается исключительно по состоянию разрушения.

2. Оценка возможности применения компьютерного моделирования

Проблема достоверной экстраполяции длительной прочности жаропрочных сплавов, используемых для изготовления лопаток газовых турбин, является одной из важнейших для обеспечения их эксплуатационной надежности.

Имеющиеся в литературе экспериментальные результаты о длительной прочности сталей и сплавов в температурных интервалах их возможного использования открывают дополнительные возможности для проверки достоверности расчетов с помощью РЭМ на большие сроки службы, что крайне необходимо при решении задач остаточного ресурса поврежденных в процессе эксплуатации материалов.

Отличительной особенностью применения РЭМ для определения длительной прочности материалов при температурах эксплуатации является установление минимального количества характеристик, необходимых для таких расчетов [5].

Вначале рассмотрим возможность применения РЭМ для оценки длительной прочности некоторых жаропрочных сплавов.

В справочной литературе в основном представляются весьма ограниченные данные о свойствах отдельных жаропрочных сплавов, в частности о характеристиках длительной прочности.

В связи с этим в настоящей работе исследование проведено на трех жаропрочных сплавах ХН35ВТ (ЭИ612), ХН55ВМТКЮ (ЭИ929) и ХН80ТБЮ (ЭИ607). Механические характеристики этих сплавов приведены в таблице 1 [6].

Таблица 1
Механические характеристики исследуемых сплавов

Мех. характеристики	Температура, °С					
	ХН35ВТ		ХН55ВМТКЮ		ХН80ТБЮ	
	600	650	700	900	650	700
$\sigma_{0,2}$, МПа	400	370	700	400	550	500
σ_B , МПа	640	510	900	550	700	680
δ , %	15	10	8	12	7	7
$E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,69	1,65	1,85	1,66	1,83	1,78

Предлагаемый подход позволяет получить зависимости длительной прочности материалов в широком температурном диапазоне.

3. Результаты исследования

Для проверки предлагаемого подхода к оценке длительной прочности, использовались экспериментальные справочные данные для этих сплавов.

В таблицах 2–4 приведены значения пределов длительной прочности для исследованных жаропрочных сплавов, полученные с помощью РЭМ, и справочные данные [6,7].

Таблица 2
Длительная прочность сплава ХН80ТБЮ

Предел длительной прочности, МПа						
Температура, °С	650			700		
Время, ч	10^3	$5 \cdot 10^3$	10^4	10^3	$5 \cdot 10^3$	10^4
РЭМ	450,5	319,8	280,2	293	205	176
Справочные данные [6,7]	450	320	280	280	220	170

Таблица 3
Длительная прочность сплава ХН35ВТ

Предел длительной прочности, МПа						
Температура, °С	600			650		
Время, ч	10^3	10^4	10^5	10^3	10^4	10^5
РЭМ	324,5	256	211	224	197	162
Справочные данные [6,7]	320	260	210	220	200	160

Таблица 4
Длительная прочность сплава ХН55ВМТКЮ

Предел длительной прочности, МПа						
Температура, °С	700			900		
Время, ч	10^2	10^3	10^4	10^2	10^3	10^4
РЭМ	730	600	500	215	125	71,5
Справочные данные [6,7]	730	600	500	210	130	70

На рис. 1 приведены зависимости длительной прочности для одного из исследованных сплавов σ , МПа

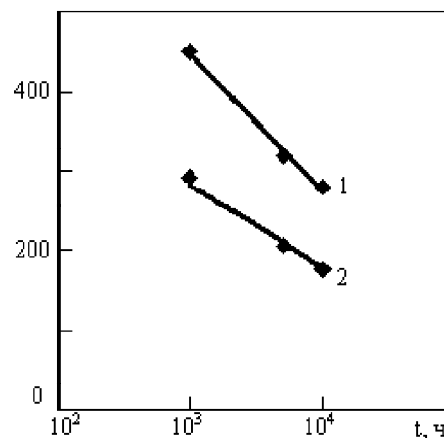


Рис. 1. Зависимости длительной прочности для сплава ХН80ТБЮ (1 – $T = 650$ °С, 2 – $T = 700$ °С)

(точки — значения, полученные с помощью РЭМ, прямые — зависимости, соответствующие справочным данным [6,7]).

Из рис. 1 и таблиц 2 — 4 видно, что наблюдается достаточно хорошее соответствие.

Учитывая, что РЭМ позволяет не только получать диаграммы длительной прочности, но и определять степень и характер поврежденности материала на любом этапе длительного нагружения, для решения задачи прогнозирования состояния материала в процессе эксплуатации представляло интерес проверить гипотезу эквивалентной повреждаемости [8].

В основу гипотезы эквивалентной повреждаемости, накапливаемой в материале в процессе эксплуатации при различных уровнях температур и напряжений за разное время (меньшее для более высоких температур), положено предположение о том, что при близких температурных уровнях имеет место превалирующее влияние одного механизма деформирования, приводящего к разрушению одного типа в результате накопления в материале равноценных структурных изменений.

Проверка гипотезы эквивалентной повреждаемости с помощью РЭМ проведена для сплава ХН55ВМТКЮ. По диаграммам длительной прочности для двух температурных уровней (700 °С и 900 °С) были определены эквивалентные напряжения. Они составили: для $T = 700$ °С — 500 МПа и для $T = 900$ °С — 238,5 МПа. Для этих эквивалентных напряжений проведено сравнение зависимостей изменения числа разрушенных структурных элементов (N) в модели материала (изменения степени повреждаемости) от относительной долговечности ($\tau_{отн}$) в процессе длительного нагружения (рис. 2).

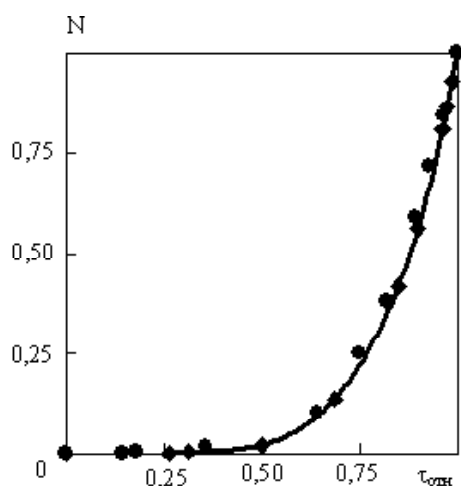


Рис. 2. Накопление повреждений при длительном нагружении сплава ХН55ВМТКЮ при двух эквивалентных напряжениях:

● — 500 МПа при 700 °С, ◆ — 238,5 МПа при 900 °С

Из рис. 2 видно, что процесс накопления повреждений в обоих случаях характеризуется практически одинаковой скоростью. Вышеприведенные результаты свидетельствуют о том, что если известна (или построена с помощью РЭМ) диаграмма длительной прочности материала для одного температурного уровня, то используя гипотезу эквивалентной повреждаемости с помощью РЭМ можно, определяя скорость и характер процесса накопления повреждений этого же материала в процессе длительного нагружения при другом (близком) температурном уровне, определить для него эквивалентное напряжение.

По диаграмме длительной прочности для исходного состояния материала с помощью РЭМ можно получить диаграмму длительной прочности и для материала после определенного срока эксплуатации (с эксплуатационными повреждениями).

Так, например, на рис. 3 приведены диаграммы длительной прочности сплава ХН35ВТ при температуре 600 °С для исходного состояния и после эксплуатации на длительную прочность с учетом возможных «эксплуатационных» коррозионных повреждений поверхности (предположим, что после 1000 часов эксплуатации в материале лопатки была обнаружена равномерная коррозия с относительной глубиной 0,1). «Эксплуатационные» повреждения вносились в модель материала, соответствующую исходному состоянию материала. При этом из точки, соответствующей 1000 часов эксплуатации на зависимости 1 проведена линия, параллельная зависимости 2, отвечающей изменению длительной прочности материала с эксплуатационными повреждениями [9].

σ , МПа

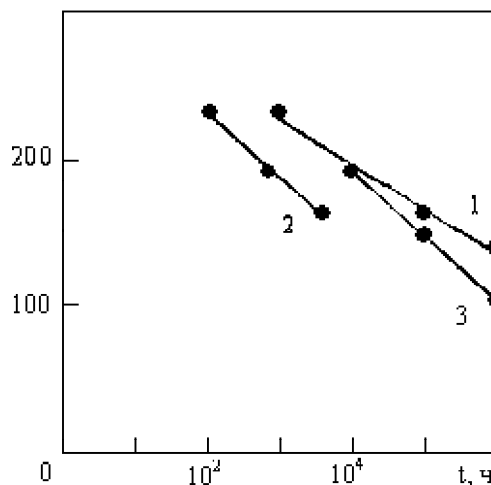


Рис. 3. Длительная прочность сплава ХН35ВТ при $T = 600$ °С:

1 — исходное состояние, 2 — после 1000 часов эксплуатации, 3 — участок экстраполяции длительной прочности (3 параллельно 2)

Видно, что наличие эксплуатационных повреждений в лопатках из сплава ХН35ВТ может оказать существенное влияние на характеристики длительной прочности.

В принципе, с помощью РЭМ можно промоделировать любые эксплуатационные повреждения, внося соответствующие изменения в модель материала, провести расчет на длительную прочность и, экстраполируя зависимость длительной прочности для исходного состояния материала (как показано на рис. 3), прогнозировать характеристики длительной прочности применительно к условиям увеличения срока службы.

4. Выводы

В результате проведенных исследований показано, что разработанный расчетно-экспериментальный метод, основанный на имитационном компьютерном моделировании, позволяет получать диаграммы длительной прочности, оценивать степень поврежденности на различных этапах длительного нагружения (эксплуатации) и определять предел длительной прочности при различных температурах эксплуатации жаропрочных сплавов, используемых для изготовления лопаток газовых турбин.

Проведено сравнение полученных результатов с имеющимися экспериментальными литературными данными для этих сплавов. Получено хорошее совпадение.

Показано, что с помощью РЭМ возможно построение диаграмм длительной прочности материалов элементов турбомашин, работающих при повышенных температурах, для решения задач оценки остаточного ресурса поврежденных в процессе эксплуатации материалов.

Проведена проверка гипотезы эквивалентной повреждаемости, накапливаемой в материале в процессе эксплуатации при различных уровнях температур и напряжений.

Показано, что если известна (или построена с помощью РЭМ) диаграмма длительной прочности материала для одного температурного уровня, то, используя гипотезу эквивалентной повреждаемости, с помощью РЭМ можно, определяя скорость и характер процесса накопления повреждений в этом материале в процессе длительного нагружения при другом температурном уровне, определить для него эквивалентное напряжение.

Таким образом, применение специального РЭМ для прогнозирования длительной прочности жаропрочных сплавов может оказаться по-

лезным дополнением к широко используемым параметрическим методам и методу базовых диаграмм.

Литература

1. Качанов Е.Б. Состояние и перспективы развития работ по жаропрочным сплавам для лопаток турбин // Технология легких сплавов. — 2005. №1. — С. 10-18.
2. Прочность материалов и конструкций / Под ред. Трошенко В.Т. — Киев: Академперіодика, 2005. — 1088 с.
3. Милешкин М.Б., Библик И.В. Новый метод исследования особенностей механического поведения материалов и оценки прочностной надежности элементов конструкций // Надежность и долговечность машин и сооружений: Международный научно-технический сборник. — Киев, 2006. Вып. 26. — С. 302-310.
4. Милешкин М.Б., Библик И.В. Новый подход к оценке остаточного ресурса элементов конструкций // Deformation & Fracture of Materials (DFM2006): Сборник статей по материалам Первой междунар. конф. «Деформация и разрушение материалов»: — Москва, 2006. — Т.2. — С. 771-773.
5. Милешкин М.Б., Библик И.В. Применение компьютерного моделирования для определения предела выносливости жаропрочных сплавов // Вестник двигателестроения. 2007. — С. 90-94.
6. Химушин Ф.Ф. Жаропрочные стали и сплавы. — М.: Металлургия, 1969. — 432 с.
7. Масленков С.Б., Масленкова Е.А. Стали и сплавы для высоких температур: Справочное издание. В 2-х кн.: Кн. 2. — М.: Металлургия, 1991. — 832 с.
8. Ковпак В.И. Об эквивалентной повреждаемости при испытаниях на длительную прочность / Ковпак В.И., Марусий О.И. // Проблемы прочности. 1972. — № 4. — С. 38-44.
9. Опыт длительной эксплуатации стационарных ГТУ на магистральных газопроводах. Часть II. Методология продления ресурса лопаток / А.И. Рыбников, Л.Б. Гецов, Н.В. Дашунин и др. // Вестник двигателестроения. 2007. — № 3. — С. 127-134.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, зав. отделом нестационарных механических процессов Воробьев Ю.С. Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков.

Розглянуто можливість застосування спеціального розрахунково-експериментального методу, заснованого на комп'ютерному моделюванні процесу руйнування матеріалів і елементів конструкцій, для прогнозування тривалої міцності жароміцних сплавів на нікелевій основі. Проведено порівняння отриманих результатів з наявними експериментальними літературними даними. Результати проведених досліджень свідчать про необхідність урахування відповідних змін характеристик тривалої міцності при проведенні оцінки залишкового ресурсу лопаток газових турбін після тривалої експлуатації.

The opportunity of application of the special calculated - experimental method based on computer modelling of materials and elements of designs fracture is considered for prediction of long-term strength of nickel-based heat resisting alloys. Comparison of the received results with the available experimental literary data is carried out. Results of applied researches testify to necessity to take into account corresponding changes of characteristics of long-term strength at carrying out of residual resource estimation of gas turbine blades after long operation.

УДК 621.751.47

А.Т.Богорош¹, С.А.Воронов¹, В.П.Ройзман², А.Бубулис³, Ю.А.Явецкий¹¹Физико-технический институт НТУУ «КПИ», Украина²Хмельницкий национальный университет, Украина³Каунасский технический университет, Литва

НАНОСТРУКТУРА И СВОЙСТВА ТУГОПЛАВКИХ ПЛЕНОК

Рассмотрены выявленные экспериментальным путем закономерности поведения напыляемых наноструктурных пленок на основе тугоплавких титановых композиций, применяемых в авиационно-космической технике. Установлены гомогенный и негетерогенный механизмы деформации, имеющие локальную природу смещения отдельных столбчатых и игольчатых кристаллических элементов структуры вследствие сильной энергии связи между зернами, торцы которых образуют островки. Природа этих островков связана с механизмом роста наноструктурных пленок на поверхности подложки по Фольмеру-Веберу, ростом и коалесценцией, приводящими к образованию межзеренных впадин вследствие эффекта экранирования. Это новый класс материалов, обладающих высокой твердостью, упругостью и упругим восстановлением, которые можно менять целенаправленно.

Многокомпонентные тугоплавкие пленки, топография поверхности и фрактограммы пленок.**Введение**

Проблема защиты тугоплавкими пленками наиболее уязвимых узлов летательных аппаратов остается актуальной и в настоящее время. При этом локализованные деформации тесно связаны со структурными изменениями и свойствами защитных пленок.

1. Формулирование проблемы

В литературе недостаточно освещены вопросы поведения тугоплавких пленок из материалов IV, V, VI и VII групп периодической системы Д.И.Менделеева. В частности, изменения топографии поверхности наноструктурных пленок (НП) в зависимости состава композиций и технологий нанесения защитных пленок.

2. Решение проблемы

Целью работы было установление основных закономерностей поведения напыляемых наноструктурных пленок (НП) на основе карбидов, нитридов и боридов переходных металлов при локализованной деформации, а также определение взаимосвязи структуры НП с физико-механическими свойствами.

Осаждение НП осуществляли методами активно применяемыми в России, США и Японии, а также в ходе выполнения совместных международных проектов российскими, американскими и японскими учеными [1], в т.ч. методом магнетронного распыления композиционных мишеней в атмосфере аргона, в газовой смеси аргона и

азота по технологии силового СВЧ - компактирования экзотермических смесей различных порошков Ti - Cr - B - N, Ti-Si-N, Ti-B-N(1), CrB₂, Ti-B-N(2) и Ti-Si-V-N.

Дополнительно в процессе напыления пленки на подложки воздействовали импульсным ультразвуком (УЗК). Частота и интенсивность колебаний регулировалась в широком диапазоне на специальной установке, описанной в работе [2].

Полученные образцы с защитными тугоплавкими пленками подвергали механическим испытаниям.

В результате выявлено, что микротвердость отдельных образцов НП колеблется в пределах $H = 50-70$ ГПа. Отдельные образцы НП имели микротвердость, превышающую микротвердость поликристаллического алмаза.

Такие результаты свидетельствуют о высокой стойкости пленок к абразивному износу, а высокая усталостная прочность соответствует большим значениям модуля Юнга. Кроме того пленки обладают высокими пластическими свойствами.

Большинству объемных материалов высокой твердости характерны высокие значения модуля упругости E , поэтому такие материалы являются хрупкими.

Для оценки стойкости материалов к упругой деформации разрушения использовали величину отношения твердости к модулю упругости H/E , а для оценки сопротивления материала пластической деформации применяли параметр H^3/E^2 .

Для повышения стойкости к упругой деформации разрушения и уменьшения пластической деформации материал должен обладать высокой твердостью при низком модуле упругости, т.е. высокое значение H/E , что достигалось созданием НП.

Особенность твердых (до $H \leq 40$ ГПа), сверхтвердых ($H \geq 40$ ГПа) и ультратвердых ($H \geq 70$ ГПа) НП состоит в том, что помимо высокой твердости эти материалы обладают высокой прочностью и характеризуются упругим восстановлением W_e , достигающим 90%.

С помощью атомно-силовой микроскопии (АСМ) выявлено, что поверхность НП покрыта трехмерными островками размером 40-50 нм (Ti-Cr-B-N), 60-70 нм (Ti-Si-N), 80-100 нм (Ti-B-N(1)), 130-140 нм (CrB_2), 170-190 нм (Ti-B-N(2)) и 8-12 нм (Ti-Si-V-N).

Следующая выявленная закономерность это сглаживание поверхности пленок от воздействия УЗК (рис. 1).

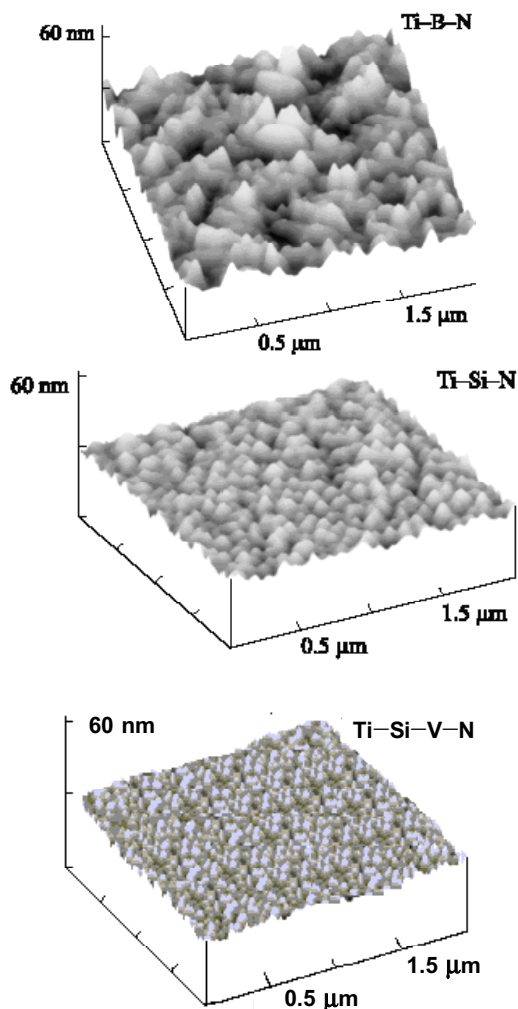


Рис.1. АСМ - топография поверхности НП: Ti-B-N(2), Ti-Si-N и Ti-Si-V-N.

Природа этих островков связана с механизмом роста НП на поверхности подложки по Фольмеру-Веберу, ростом и коалесценцией, приводящими к образованию межзеренных впадин вследствие эффекта экранирования.

Морфология НП значительно различается. Так, НП Cr-B и Ti-Si-N имеют четко выраженную игольчатую структуру с диаметром колонн соответственно 10 - 30 нм и 0,1 мкм, а при УЗК воздействии на НП с ванадием сечение иголок уменьшаются до 0,12-0,8 нм и достигают высоты в среднем от 3 до 8 нм (отдельные экземпляры до 30 нм) (рис. 2).

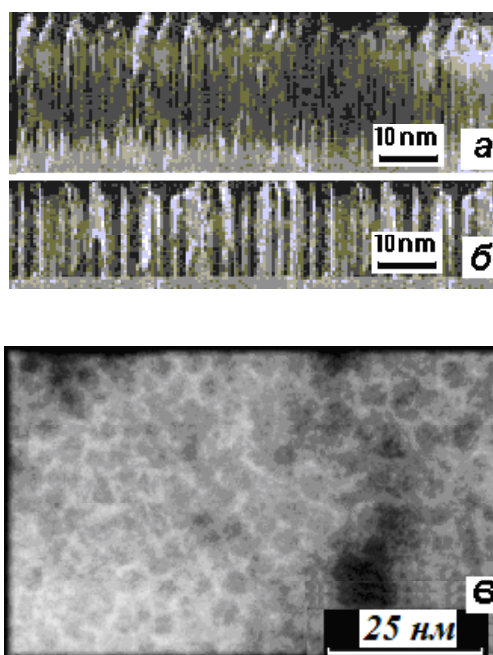


Рис. 2. Фрактограмма поперечного сечения НП игольчатой структуры Ti-Si-V-N (а,б) и вид сверху (в)

Заключение

Выявлены гомогенный и негетогенный механизмы деформации, имеющие локальную природу смещения отдельных столбчатых и игольчатых кристаллических элементов структуры вследствие сильной энергии связи между зернами. Это новый класс материалов, обладающих высокой твердостью [3, 4] и упругостью, позволяющих целенаправленно менять значения H , E и W_e .

Причиной упругого поведения НП предполагается отсутствие внутренних источников дислокаций при уменьшении размера нанокристаллитов ниже некоторого критического. Тогда лимитирующим механизмом деформации НП становится диффузионный массоперенос и/или зернограницное скольжение.

Литература

1. Особенности структуры и физико-механических свойств наноструктурных тонких пленок /Д.В. Штанский, С.А. Кулинич, Е.А. Левашов, J.J. Moore // Физика твердого тела, 2003, том 45, вып. 6. — С. 1122–1129.
2. Diagnostics of defects in navigation electronics devices operating under extreme conditions /A. Bogorosh, S. Voronov, S. Larkin, V. Karachiun, N. Višniakov, J. Novickij, Ššekaturvienė //ISSN 1648–7788 AVIATION, Vol. X, No. 1, 2006. — P. 246-255.
3. Прочность и пластичность непрерывных волокон из вольфрама и молибдена в интервале температур 20-1400 °С / Свиридовский Ю.М., Волынец Ю.М., Богорош А.Т. //ФХММ, 1986. №75. — С. 291–293.
4. Ориентированные игольчатые кристаллы повышенной микротвердости. Доклад на научном Совете по проблемам «Технология летательных аппаратов и двигателей» и «Тепло-массоперенос в устройствах и технологических процессах авиационной и ракетно-космической техники»./Сб. тр. ХАИ, 1986. — С. 12–21. ДСП.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Гайдачук А.В. Национальный аэрокосмический университет им.Н.Е.Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

Розглянуто виявлені експериментальним шляхом закономірності поведінки напилюваних наноструктурних плівок на основі тугоплавких титанових композицій, вживаних в авіаційно-космічній техніці. Встановлено гомогенний і негомогенний механізми деформації, що мають локальну природу зсуву окремих стовбчастих і голчатих кристалічних елементів структури унаслідок сильної енергії зв'язку між зернами, торці яких утворюють острівці. Природа цих острівців пов'язана з механізмом зростання наноструктурних плівок на поверхні підкладки по Фольмеру-Веберу, зростанням і коалесценцією, що приводить до утворення міжзерених западин унаслідок ефекту екранування. Це новий клас матеріалів, що володіють високою твердістю, пружністю і пружним відновленням, які можна міняти цілеспрямовано.

Are considered exposed to experimental by conformity to the law of conduct of coverage nano structures tapes on the basis of the refractory titanic compositions applied in aviation-space the system engineering. The homogeneous and not homogeneous machineries of deformation, having local nature of displacement of separate stolbchatih and needle-shaped crystalline elements of structure because of strong energy of communication between corns the butt ends of which form aits, are set. Nature of these aits is related to the mechanism of growth of nano structures tapes on the surface of podlogki of Folmer-Weber, by growth and koalestsentsiesy resulting in formation of megzerennih cavities because of effect of screening. It is a new class of materials, possessing high hardness, resiliency and resilient renewal, which it is possible to change purposefully.

УДК 536.2

Исаев К. Б.

Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича, Украина

СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ОБРАЗЦАХ МАТЕРИАЛОВ С ОРГАНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕЙ, ИСПЫТАННЫХ В УСЛОВИЯХ ОДНОСТОРОННЕГО НАГРЕВА

Проведено сравнение экспериментальных и модельных температурных полей в образцах материалов с фенольной матрицей и наполнителями разной природы. Образцы с четырьмя термопарами были испытаны в условиях одностороннего нагрева (конвективный и радиационный). В результате численного решения нелинейной задачи теплопроводности для полуограниченного тела были получены модельные температурные поля в образцах. В качестве граничного условия на поверхности нагрева образца использовались показания первой термопары от этой поверхности. При расчете использовался коэффициент теплопроводности материала, полученный решением обратной задачи теплопроводности с использованием экспериментальных температурных полей. Представлена методика восстановления удельной объемной теплоемкости материалов с органической матрицей как функции температуры и скорости нагрева. Предложен итерационный алгоритм расчета температурного поля в теплозащитном покрытии изделий.

Эксперимент, расчет, температурное поле, коэффициент теплопроводности, удельная объемная теплоемкость, математическая модель теплопереноса.

Введение

Температурные поля в различных объектах техники несут в себе огромное количество информации об их состоянии. Экспериментальное определение этих полей (показания термопар в некоторых точках изделия) позволяет оценить работоспособность отдельных узлов изделий (например, теплозащитных покрытий, сопел ракетных двигателей и т.п.) непосредственно в условиях эксплуатации, определить теплофизические характеристики (ТФХ) материалов с помощью решения обратных задач теплопроводности и т.д. Однако не всегда возможно проведение натурального эксперимента, что вызывает необходимость математического моделирования теплового состояния объектов. Адекватность математической модели тепломассопереноса в исследуемых объектах оценивается в результате сравнения модельных и экспериментальных температурных полей, последние определяются в ограниченном количестве натурных экспериментов из-за высокой стоимости.

Температурное поле является следствием целого ряда факторов. Это и теплофизические характеристики материала, вид и условия нагрева его образцов и т.д. Ниже проведено сравнение модельных и экспериментальных температурных полей в образцах некоторых теплозащитных материалов (ТЗМ) с фенольной матрицей и наполнителями различной природы (асбест, угле-

род, кремнезем), испытанных в различных условиях одностороннего нагрева (концентрированная солнечная радиация, воздушная плазма).

1. Математическая модель теплопереноса

Температурное поле в образцах ТЗМ рассчитывалось для модели полуограниченного тела (в тепловом отношении). Математическая модель (ММ) теплопереноса в ТЗМ представляла собой нелинейное одномерное уравнение теплопроводности, в которое введен дополнительный член, учитывающий поглощение тепла за счет пиролиза связующего. В качестве граничного условия (первого рода) на поверхности нагрева использовались показания первой термопары от этой поверхности.

Для нестационарного режима нагрева ТЗМ, если в стоках тепла пренебречь конвективным членом (поглощение тепла газообразными продуктами пиролиза связующего), получим следующее уравнение теплопроводности:

$$\left[C_v(T) - \varphi \Delta H \frac{\partial \rho}{\partial T} \right] \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial y} \left[k(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right], \quad (1)$$

где $C_v = \rho \cdot c_p$ — удельная объемная теплоемкость;

T — температура, φ — содержание связующего в материале;

ΔH — удельная теплота пиролиза связующего;

ρ – плотность;
 τ – время;
 y – координата;
 k – коэффициент теплопроводности.

В уравнении (1) второе слагаемое в первых скобках учитывает поглощение тепла за счет пиролиза связующего и его можно учесть через модификацию удельной объемной теплоемкости, т.е.

$$C'_v(T) = C_v(T) - \phi \Delta H \frac{\partial \rho}{\partial T}.$$

Если представить плотность материала в зоне пиролиза связующего квадратичной функцией температуры [1]

$$\rho(T) = \begin{cases} \rho_0, & T_0 \leq T \leq T_d, \\ \rho_0 \left[1 - \phi \Gamma \left(\frac{T - T_d}{T_c - T_d} \right)^2 \right], & T_d \leq T \leq T_c, \\ \rho_0 (1 - \phi \Gamma), & T_c \leq T \leq T_w \end{cases} \quad (2)$$

то получим следующее соотношение для модифицированной удельной объемной теплоемкости

$$C'_v = C_v(T) + \frac{2\rho_0 \phi^2 \Gamma \Delta H}{(T_c - T_d)^2} (T - T_d), \quad T_d \leq T \leq T_c, \quad (3)$$

где Γ – коэффициент газификации связующего;

T_d, T_c – температуры начала и окончания пиролиза связующего соответственно.

Соотношение (3) использовалось при определении $k(T)$ решением обратной (коэффициентной) задачи теплопроводности и при расчете температурного поля в теплозащитном покрытии. Расчеты этого поля были выполнены для двух вариантов теплофизических характеристик теплозащитных материалов с органической матрицей:

– коэффициент теплопроводности материала является функцией температуры и скорости нагрева, определен с помощью технологии [2] с учетом $C'_v(T)$ (соотношение (3)). Удельная объемная теплоемкость материала также является функцией как температуры, так и скорости нагрева и определяется по соотношению (3);

– коэффициент теплопроводности материала является функцией температуры и скорости нагрева. Определен при постоянном значении удельной объемной теплоемкости (при комнатной температуре). Удельная объемная теплоемкость постоянна во всем расчетном диапазоне температур и равна значению этой характеристики при комнатной температуре.

Таким образом, математические модели теплопереноса обратной и прямой задач теплопроводности идентичны для каждого из этих вариантов.

2. Удельная объемная теплоемкость ТЗМ

Для расчета температурного поля в теплозащитных покрытиях (ТЗП) изделий необходима информация об удельной объемной теплоемкости их материалов. Эта характеристика ТЗМ определяется следующим образом при известных температурах начала и окончания процесса термической деструкции связующего при различных скоростях нагрева. Для фенольного связующего информация об этих температурах приведена в [2].

Для исходного материала до температуры начала деструкции связующего при 0-й скорости нагрева (T_{d0}) эта теплоемкость является линейной функцией температуры (рис. 1). Проводя линейную экстраполяцию $C_v(T)$ исходного материала в область высоких температур до температур T_d при различных скоростях нагрева получим предельные значения C_v при этих температурах (рис. 1, линия 2). На рис. 1, в качестве примера, приведена зависимость удельной объемной теплоемкости от температуры и скорости нагрева для углепластика УВФ-3.

Кокс – это зона материала, в которой уже закончился процесс деструкции связующего и он состоит из твердого пористого каркаса и газообразных продуктов разложения связующего, которые через него фильтруются. Для этой зоны нагрева материала удельная объемная теплоемкость каркаса кокса ТЗМ с органической матрицей может быть рассчитана по следующему аддитивному соотношению: Для стеклопластиков и углепластиков $C_v(T)$ кокса при $T \geq T_c$ можно рассчитывать по следующему соотношению:

$$C_{vc}(T) = \rho_c \cdot c_{pc} = \rho_0 (1 - \phi \Gamma) [c_{pc}(T) \phi_c + c_{pf}(T) \phi_f] = \rho_0 [c_{pc}(T) \phi (1 - \Gamma) + c_{pf}(T) (1 - \phi)], \quad (4)$$

где c_p – удельная теплоемкость; индексы c, f относятся к углероду (коксу связующего) и наполнителю соответственно.

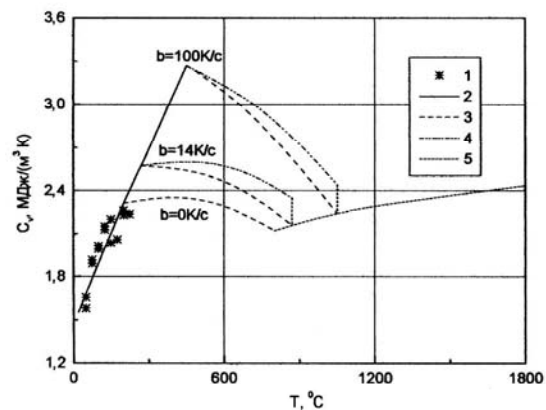


Рис. 1. Влияние скорости нагрева на удельную объемную теплоемкость УВФ-3

1 – экспериментальные данные исходного материала;
 2 – аппроксимация, экстраполяция данных 1;
 3 – зона деструкции связующего; 4 – $C'_v(T)$; 5 – кокс

Соотношение (4) получено в предположении, что наполнитель композиционного полимерного материала не испытывает физико-химических превращений, не взаимодействует с углеродом кокса и плотность кокса ТЗМ неизменна. Для углепластиков соотношение (4) упрощается и приобретает следующий вид:

$$C_{vc}(T) = \rho_0 (1 - \varphi \Gamma) c_{pc}(T), T \geq T_c. \quad (5)$$

Для зоны пиролиза связующего ($T_d - T_c$) предполагалось, что c_p является линейной функцией температуры, а плотность определяется по соотношению (2). С помощью соотношения (5) определена удельная объемная теплоемкость кокса углепластика УВФ-3 (рис. 1, кривая 5).

3. Эксперимент

Экспериментальное определение температурных полей в образцах ТЗМ проводили на установках ИПМ НАН Украины. Это концентраторы солнечной энергии СГУ-4 и 6, высокотемпературный плазменный стенд ВПС. Условия нагрева и расстояния термопар от поверхности нагрева приведены в табл. 1. Конструкция теплоприемника-образца материала с термопарами и соответствующей тепловой изоляцией подробно описана в [3, 4].

Образец асботекстолита испытывали в условиях квазистационарного режима нагрева (стационарные температура поверхности нагрева и скорость ее движения), а образцы угле- и стеклопластиков при нестационарном режиме. Результаты экспериментального определения температурных полей приведены ниже.

Буквы в маркировке теплозащитного материала (табл. 1) означают следующее. Первая – природа наполнителя (асбест, углерод, стекло). Вторая – структура наполнителя (ткань, волокно). Третья – тип связующего (фенольное). Цифра – положение материала в базе данных для каждого подкласса (текстолит, волокнит и т.д.) [5].

4. Экспериментальные и расчетные температурные поля в образцах ТЗМ

Результаты экспериментов и расчетов зависимости температуры от времени для трех сечений образца исследуемого материала представлены на рис. 2 – 4. На этих рисунках вертикальными стрелками отмечен диапазон показаний термопар, который был использован для определения коэффициента теплопроводности решением обратной задачи теплопроводности.

Таблица 1
Условия испытаний образцов ТЗМ и глубины установки термопар

№ п/п	Установка	Тепловой поток, МВт/м ²	№ образца	Расстояние термопар от поверхности нагрева образца, мм			
				h_1	h_2	h_3	h_4
АТФ-1 (асботекстолит)							
1	СГУ-4	6.3	28	15.3	17.3	19.6	21.7
УВФ-3 (углеволокнит)							
2	СГУ-6	0.41	1	3.9	5.5	6.9	8.3
СВФ-4 (стекловолокнит)							
3	СГУ-6	0.57	1	2.2	3.6	4.7	5.8
4	ВПС	2.72	6	2.7	3.6	4.6	5.6

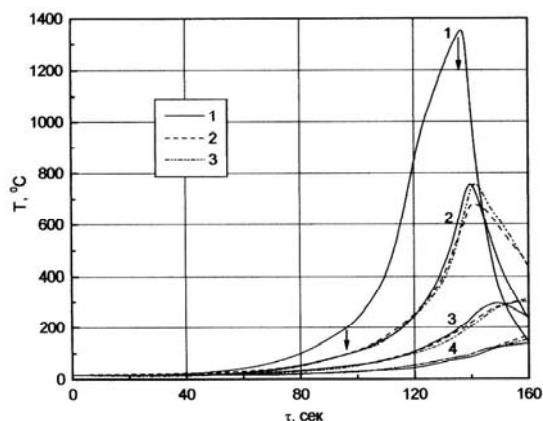


Рис. 2. Экспериментальное и расчетные температурные поля в образце № 28 АТФ-1 ($b_{max} = 57$ К/с). 1 – эксперимент; 2 – расчет при $k(T)$ (определен при $C_v'(T)$ и $C_{v0}'(T)$); 3 – расчет при $k(T)$ (определен при C_{v0} и C_{v0}). 1-4 – показания 4-х термопар и расчет для 2-4-й термопар

В подрисовочных надписях b_{max} максимальная скорость нагрева образца, определяемая по показаниям первой от поверхности нагрева термопары.

Как видно на рис. 2 – 4 имеет место некоторое отличие экспериментальных и расчетных изменений температур во времени на стадии нагревания, которое, видимо, связано с кусочно-линейной аппроксимацией ТФХ ТЗМ в ограниченном количестве точек. Расчетные данные, полученные для двух вариантов ТФХ ТЗМ, практически совпадают.

Теплофизические характеристики, полученные на стадии нагрева материалов, можно использовать и на стадии охлаждения только при условии небольшой скорости охлаждения. При резком охлаждении образцов ТЗМ имеет место существенное завышение расчетных температур (рис. 2 – 4).

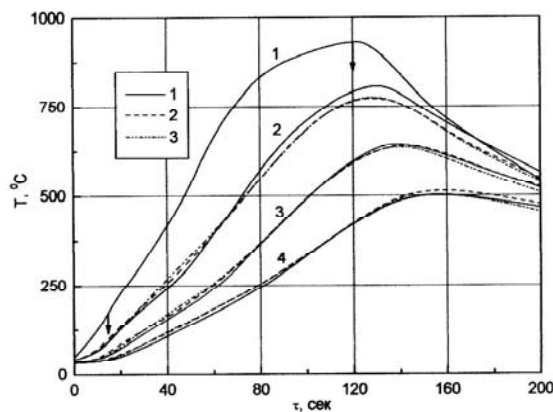


Рис. 3. Экспериментальное и расчетные температурные поля в образце № 1 УФФ-3 ($b_{max} = 14$ К/с). Обозначения аналогичны рис. 2

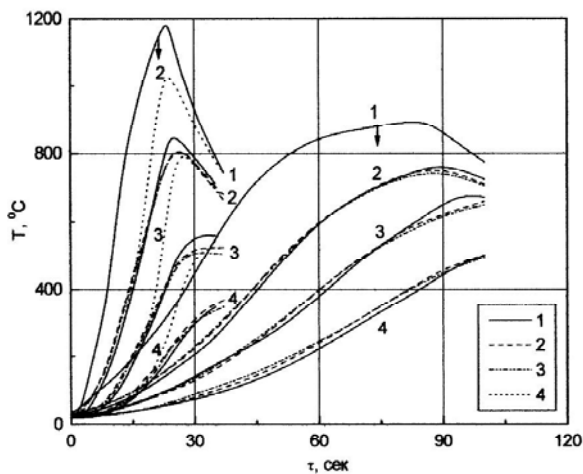


Рис. 4. Экспериментальные и расчетные температурные поля в образцах №№ 1, 6 СВФ-4 ($b_{max} = 23$ и 140 К/с соответственно). Обозначения аналогичны рис. 2.
4 – расчет при C_{v0} и $k(T)$ образца № 1

На рис. 4 продемонстрировано влияние учета скорости нагрева при определении теплофизических характеристик материала на температурное поле в образце № 6 стекловолокнита СВФ-4. Использование ТФХ, полученных при низких скоростях нагрева (образец № 1), приводит к очень сильному завышению температур при $T > 300$ °С, т.е. в той области температур, где начинает сказываться влияние скорости нагрева на теплофизические характеристики этих материалов.

5. Алгоритм расчета температурного поля

Анализ полученных результатов позволил предложить следующий итерационный алгоритм расчета температурного поля в теплозащитном покрытии.

Решается сопряженная задача теплообмена (например, с помощью пакета STAR-CD). Задаваясь на первом этапе итерационного процесса постоянными значениями ТФХ ТЗМ при комнатной температуре, рассчитывается температурное поле в покрытии и оценивается максимальная скорость нагрева его поверхности. На следующем этапе итерационного процесса выбираются ТФХ материала покрытия с учетом максимальной скорости нагрева поверхности, которая была определена на первом этапе. Рассчитывается температурное поле с этими ТФХ и оценивается b_{max} на поверхности нагрева и т.д. Итерационный процесс повторяется до получения заданной точности решения.

Необходимым условием получения достоверной информации о температурном поле в теплозащитном покрытии является полная идентичность математических моделей при решении обратной и прямой задач теплопроводности [6].

Заключение

Показано, что модельные и экспериментальные температурные поля при нагреве отличаются незначительно (10 – 12%). Расчетные данные, полученные для двух вариантов теплофизических характеристик теплозащитных материалов с органической матрицей, практически совпадают.

Теплофизические характеристики материала, полученные на стадии нагрева теплозащитного покрытия можно использовать для расчета температурного поля и на стадии охлаждения только при условии малой скорости охлаждения. При резком охлаждении образцов ТЗМ имеет место существенное завышение значений расчетных температур по сравнению с экспериментальными (рис. 2).

Для достоверного расчета температурного поля в ТЗП можно использовать ММ теплопереноса, в которой $C_v = \text{const}$, а коэффициент теплопроводности является функцией температуры и определяется при максимальной скорости нагрева ТЗП, равной его эксплуатационной.

Литература

- Исаев К.Б. Теплоперенос в разрушающихся при односторонних нагревах композиционных материалах // ИФЖ. 1993. – Т. 65, № 6. – С. 645-651.
- Исаев К.Б. Определение коэффициента теплопроводности материалов // Пром. теплотехника. 2004. – Т. 26, №2. – С. 46-55.
- Исаев К.Б. Исследование теплофизических характеристик теплозащитных материалов с органической матрицей. Ч.2. Экспериментальное определение температурных полей в образцах ТЗМ // Пром. теплотехника. 2003. – Т. 25, № 3. – С. 71-78.

4. Исаев К.Б. Экспериментальное определение температурных полей в образцах материалов с органической матрицей // Авиационно-космическая техника и технология. 2007. № 10(46). — С. 19-22.

5. Исаев К.Б., Каргузов В.В., Лаптева А.К. Классификация и база данных теплофизических характеристик теплозащитных материалов // ИФЖ. 2000. Т. 73, № 1. — С. 39-43.

6. Исаев К.Б. Полежаев Ю.В. Теплопроводность в квазистационарном режиме нагрева материалов // ИФЖ. 1989. Т. 56, № 3. — С. 368-373.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук Фролов Г.Н. Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича, г. Киев.

Проведено порівняння експериментальних і модельних температурних полів у зразках матеріалів з фенольною матрицею і наповнювачами різної природи. Зразки з чотирма термопарами були випробувані в умовах одностороннього нагрівання (конвективний і радіаційний). У результаті чисельного рішення нелінійної задачі теплопровідності для напівобмеженого тіла було отримано модельні температурні поля в зразках. У якості граничної умови на поверхні нагрівання зразка використовувалися показання першої термопари від цієї поверхні. При розрахунку було використано коефіцієнт теплопровідності матеріалу, отриманий рішенням оберненої задачі теплопровідності з використанням експериментальних температурних полів. Представлено методику відновлення питомої об'ємної теплоємності матеріалів з органічною матрицею як функції температури і швидкості нагрівання. Запропоновано ітераційний алгоритм розрахунку температурного поля в теплозахисному покритті виробів.

Comparison of experimental and modeling temperature fields in samples of materials with a phenolic matrix and fillers of different nature is presented. Samples of materials with four thermocouples were tested in conditions of one-side heating (convection and radiation). As a result of a numerical solution of a non-linear heat conduction problem for the semi-bounded body were obtained modeling temperature fields in samples. As a boundary condition on a heating surface registration of the first thermocouple from this surface were utilized. A thermal conductivity of materials, obtained by solving of inverse problems of heat conduction (with usage of experimental temperature fields) was utilized at account of a temperature field. The method of restoration volumetric specific heat of materials with an organic matrix as function of temperature and heating rate is represented. The iterative algorithm for account of a temperature field in heat-shielding coating of article is proposed.

УДК 539.4

Н.Г. Бычков, А.Р. Лепешкин, Б.А. Балугев
Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И. Баранова, Россия

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ ОБРЫВОМ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОВЕРКИ КОРПУСОВ НА НЕПРОБИВАЕМОСТЬ

Разработана расчетно-экспериментальная методика с управляемым дополнительным нагружением от термочувствительных элементов. Приводится обзор и анализ существующих способов обрыва лопаток. Для верификации предложенной методики управления проведены испытания моделей рабочих лопаток ГТД с реализацией их обрыва на экспериментальных установках. Приведены рекомендации по подрезке ослабленного сечения лопаток и учету реальных механических свойств их материала для обеспечения разработанной методики. Разработанная методика может применяться для обеспечения проверки корпусов на непробиваемость.

Методика обрыва, лопатки, модели, испытания, непробиваемость, установка, ослабленное сечение, расчет.

1. Формулирование проблемы

1.1. Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Поскольку при обрыве рабочих лопаток авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) разлетающиеся элементы обладают огромной кинетической энергией и при попадании в планер самолета способны нанести ему серьезные повреждения, то при проектировании современных двигателей выдвигается условие непробиваемости его корпуса. Испытания корпусов лопаточных машин на непробиваемость являются одними из важнейших направлений исследований на прочность.

Однако проведение испытаний корпуса на непробиваемость имеет ряд технических сложностей. Рабочую лопатку необходимо оборвать на заданных оборотах в сечении с минимальным запасом прочности. Лопатка находится на быстро вращающемся роторе внутри корпуса, что затрудняет доступ к ней. Испытания корпуса на непробиваемость проводят, как правило, в разгонных камерах, так как нелокализованный обрыв лопаток ведет к разлету обломков на большое расстояние.

Практика показала, что расчетами на непробиваемость трудно предусмотреть все опасные состояния положения оборвавшейся лопатки в момент удара о корпус и ее взаимодействие в этот момент с вращающимся ротором. Более надежное заключение по непробиваемости корпусов можно получить при проведении испытаний [1-5]. При этом должны быть выполнены сертификационные требования (обрыва лопатки на требуемом режиме по пазу замка или по профилейной части лопатки).

1.2. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Проведение испытаний корпуса на непробиваемость имеет ряд технических сложностей. Известен способ испытаний корпуса на непробиваемость, заключающийся в подрыве корневого сечения лопатки с помощью взрыва [6]. Данный способ имеет ряд существенных недостатков. Главным недостатком является то, что при подрыве лопатки с помощью взрыва сообщается дополнительная энергия, которой не обладает лопатка, оборвавшаяся при обычном разрушении. Это существенно снижает достоверность результатов испытаний и объективной оценки непробиваемости.

мости корпуса дать невозможно. Ударная волна, образовавшаяся при данном разрушении, нарушает ориентацию лопатки, ее траектория становится неопределенной и лопатка попадает в корпус в несоответствующем реальным условиям положении. Кроме того, может произойти разрушение лопатки на отдельные фрагменты. Подготовка испытаний требует особых организационных мер и мер безопасности, учитывающих использование взрывчатых веществ, а также наличия специально подготовленного персонала.

Известен способ испытаний корпуса на непробиваемость, при котором после выхода ротора на заданную частоту вращения производят подрезку пера в заданном сечении с помощью электродов, размещенных в зоне пера лопатки [7]. Практически реализовать этот метод весьма затруднительно.

По методу [2] заданное сечение ослаблялось до запаса прочности, который меньше единицы, после чего усиливалось накладками из термочувствительного материала с повышением запаса прочности до значения, большего единицы. После достижения заданной частоты вращения (максимальной центробежной нагрузки) производился нагрев лопатки до допустимой температуры. Усиливающие ослабленное сечение лопатки накладки из материала с большим коэффициентом линейного расширения, чем у материала лопатки, с разогревом сбрасывают с себя нагрузку. Запас прочности в опасном сечении лопатки становится меньше единицы и происходит разрушение. Недостатком данного метода является дополнительная масса оборванных частей накладок, которая суммируется с основной массой лопатки. Кроме того, каждая накладка нагревается и удлиняется по разному. Вследствие этого, обрыв каждой накладки может происходить в разные моменты времени и может повлиять на траекторию полета лопатки и взаимодействие с корпусом.

В настоящей работе исследовалась возможность управления термонагрузением ослабленного сечения лопатки на заданных для разрушения оборотах с помощью встроенных термочувствительных элементов.

1.3. Цель исследований

Целью данных исследований являлась разработка расчетно-экспериментальной методики с управляемым дополнительным нагружением от термочувствительных элементов.

2. Результаты исследований

При подготовке лопатки к реализации предлагаемого метода управления обрывом заданное сечение пера лопатки ослабляют поперечной подрезкой. Подрезку осуществляют тонкой проволокой $\varnothing 0,15...0,25$ мм для обеспечения мини-

мального удлинения ослабленного сечения лопатки при разрушении. Удлинение лопатки в момент разрушения не должно превышать зазора между лопаткой и корпусом на заданных оборотах [3].

В теле пера лопатки вырезают окна, оставляя перемины, высотой H . В окна вставляют термочувствительные нагружающие элементы. Эти элементы изготавливают из материала, коэффициент линейного расширения которого выше, чем у материала лопатки. Термочувствительные нагружающие элементы устанавливают в лопатке так, чтобы между его торцевыми частями и контактирующими поверхностями окна лопатки не было зазора.

Для того чтобы нагружающий элемент не потерял устойчивости, он фиксируется от перемещения в боковом направлении (боковые стороны развальцованы).

Для полной имитации удара лопатки о корпус необходимо, чтобы вес обрывающейся части доработанной лопатки соответствовал бы весу обрывающейся реальной лопатки.

После выхода ротора на заданные обороты включается разогрев. При разогреве произойдет термическое удлинение как основного материала лопатки, так и материала термочувствительных нагружающих вставок. За счет того, что термочувствительные вставки имеют больший коэффициент линейного расширения, они удлинятся на большую величину, чем основной материал лопатки. А так как нагружающие элементы вставлены в тело пера лопатки без зазора, они будут давить в торец установочного окна лопатки с определенной силой, чем создают дополнительную нагрузку на ослабленное сечение лопатки.

Таким образом, ослабленная в заданном сечении лопатка, под действием дополнительных нагрузок от термочувствительных нагружающих элементов, которые суммируются с нагрузками от центробежных сил, обрывается.

При вращении ротора действующие центробежные нагрузки вызывают удлинение лопатки и в то же время — укорачивание термочувствительных вставок. Это приводит к появлению зазора между торцевой поверхностью окна в перелопатки и торцем его укоротившейся вставки, что недопустимо, так как часть термической деформации в процессе разогрева будет израсходована не на дополнительное нагружение лопатки, а на выборку образовавшегося зазора. Ввиду этого обстоятельства термочувствительные элементы должны быть установлены при сборке с натягом. Величина натяга должна быть не меньше суммарной деформации лопатки и вставок от действия центробежных сил.

В процессе нагружения лопаток до разрушения в месте подреза происходит упругопласти-

ческое деформирование. Пластическая деформация материала лопатки может быть довольно большой. В то же время необходимо выполнить условие, чтобы предельное удлинение лопатки $\Delta l_{\text{лоп}}$ не превышало имеющегося зазора «С» между лопаткой и корпусом ротора. Это необходимо для того, чтобы в момент разрушения лопатки происходил удар.

Удлинение ослабленных перемычек лопатки зависит не только от пластичности материала, но и от базы деформирования, т.е. диаметра проволоки, которой эту лопатку подрезали.

Не принимая во внимание термических деформаций перемычки лопатки в момент разрушения с учетом базы деформирования и механических свойств материала удлинение (Δh) будет складываться из следующих составляющих:

$$\Delta h = \delta \cdot h + \frac{\sigma_B}{E} h \quad (1)$$

$$\delta = \ln \frac{1}{1 - \psi} \quad (2)$$

$$C \geq \Delta h = \ln \frac{1}{1 - \psi} \cdot h + \frac{\sigma_B}{E} \cdot h + \Delta l_{\text{пер}} \quad (3)$$

$$h \leq \frac{C - \Delta l_{\text{пер}}}{\ln \frac{1}{1 - \psi} + \frac{\sigma_B}{E}}, \quad (4)$$

где h – базовая высота ослабленного сечения (диаметр проволоки при подрезке),

E – модуль упругости материала,

σ_B – предел прочности,

ψ – поперечное сужение,

$\Delta l_{\text{пер}}$ – удлинение перемычки лопатки под действием центробежной силы,

Δh – удлинение ослабленного сечения лопатки.

C – зазор между лопаткой и корпусом.

Для управляемого обрыва необходимо, чтобы температурное удлинение нагружающих вставок было выше, чем удлинение перемычек лопатки с ослабленным сечением в момент обрыва. Поэтому очень важно правильно рассчитать длину нагружающих элементов и выбрать материал для их изготовления.

По заданным температурным условиям $T_{\text{max}} \leq 250^\circ\text{C}$. Принятое нами $\Delta T = T_{\text{max}} - T_{\text{к}} = 200^\circ\text{C}$.

В случае разогрева температурное удлинение перемычки H увеличится на величину $H \cdot \Delta T \cdot \alpha_{\text{л}}$. С учетом температурного удлинения перемычек и деформаций сжатия $\epsilon_{\text{сж}}$ вставок от действия центробежных сил на заданных для разрушения оборотах производится расчет необходимой длины вставок по формуле

$$H = \frac{h \left(\frac{\sigma_B}{E} + \ln \frac{1}{1 - \psi} \right)}{(\alpha_{\text{вст}} - \alpha_{\text{л}}) \cdot \Delta T - \frac{\sigma_B}{E} \cdot \frac{S_{\text{осл.сеч}}}{S_{\text{пер}}} - \epsilon_{\text{сж}}}, \quad (5)$$

где $\alpha_{\text{вст}}$ – коэффициент линейного расширения материала вставки;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент линейного расширения материала лопатки;

ΔT – температурный перепад во время испытаний.

В модели должны быть воспроизведены условия нагружения контрольного сечения лопатки ротора во время испытаний на непробиваемость.

Имитация центробежной нагрузки действующей в контрольном сечении лопатки вращающегося ротора обеспечивалась во время испытаний моделей приложением к ней растягивающей силы через захваты испытательной машины УМЭ -10ТМ.

Для дополнительного нагружения модели (вплоть до разрушения) во время управляемого разогрева в ней вырезались окна определенного размера, в которые устанавливался термоэлемент (рис. 1).

Модели лопаток компрессора ГТД для реализации разработанной методики управления обрывом были изготовлены из сплава ВТ6 с термочувствительными нагружающими элементами – вставками из дюралюминия Д16.

Модели испытывались на разрывной машине, поэтому при расчете «Н» деформации сжатия вставок от центробежной силы « $\epsilon_{\text{сж}}$ » = 0.

Для уменьшения затрат на проведение исследований и повышение их надежности прочностные свойства материала моделей, изготовленных из сплава ВТ-6, проверялись на образцах, вырезанных из самих моделей после их разрушения. Поскольку подрезанное проволокой сечение по площади значительно меньше основного, то напряжение, в последнем, во время разрушения по слабому месту не достигает предела упругости и материал сохраняет исходные свойства, т.е. перемычки могут быть использованы для проверки механических свойств материала.

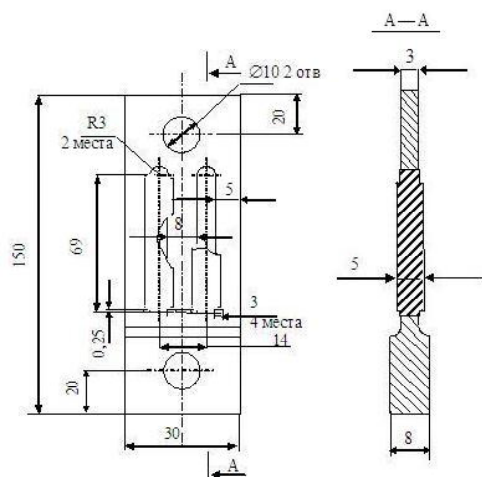


Рис. 1. Эскиз модели лопатки с термочувствительными элементами

При проверке механических свойств необходимо было решить две задачи:

1. Определить пределы прочности материала конкретного образца σ_B для оценки эффективности предложенной методики создания дополнительной нагрузки продольными вставками.
2. Определить максимальное удлинение модели лопатки в момент обрыва при различных радиусах скругления ослабляющей подрезки.

Конструкция двух вариантов образцов для решения этих задач показана на рис. 2.

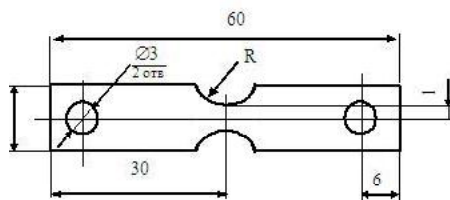


Рис. 2. Эскиз плоских образцов, вырезанных из моделей лопаток для проверки механических свойств материала моделей

Испытания моделей проводились на установке УМЭ10Т, оснащенной диаграммным аппаратом и печью. В процессе нагружения записывалась диаграмма деформирования в координатах (сила — удлинение).

Для моделей, имеющих суммарную площадь примерно 23 мм^2 в ослабленном сечении, разрушающая нагрузка для сплава ВТ-6 ожидается около трех тонн.

Испытания моделей лопаток проводились при температуре 20°C . В одной из моделей термочувствительные вставки не устанавливались. Определялась разрушающая нагрузка без дополнительного нагружения от заключенных в рамку нагружающих термоэлементов.

Остальные модели имели встроенные термочувствительные элементы, которые с разогревом должны снизить предельную растягивающую нагрузку в месте разрушения. Скорость нагружения выбиралась из условия достижения максимальной нагрузки приблизительно за 5...7 минут. Это время необходимо для разогрева до 200°C лопаток в реальных условиях на рабочем колесе.

Для измерения остаточного удлинения переемычек модельных образцов над каждой из них наносились метки с лицевой и обратной стороны. Аналогичные метки наносились и на малогабаритных образцах, использованных для определения прочностных характеристик.

Нагружение модели без вставки производилось после достижения $T = 20^\circ\text{C}$, а испытания моделей с термочувствительными элементами производилась при одновременном термосиловом нагружении. Поскольку при усталостной трещине обрыв лопаток в эксплуатации не сопровождается значительным удлинением, то и при стендовых испытаниях надо имитировать условия квазихрупкого разрушения. Удлинение лопатки будет зависеть от базы пластического деформирования. В связи с этим малогабаритные образцы изготавливались с шириной прорези 2 мм и 0,3 мм.

Диаграмма деформирования модели (без вставки) из сплава ВТ-6 при $T=20^\circ\text{C}$ приведена на рис. 3. Максимальная нагрузка P составила 2900 кгс. При площади ослабленного сечения в переемычке $\Sigma S_i = 22,7 \text{ мм}^2$ максимальное напряжение при разрушении составило $\sigma_B = 132 \text{ кг/мм}^2$. Увеличение длины модели под нагрузкой превысило 0,6 мм. Остаточное удлинение модели после разрушения составило 0,3 мм.

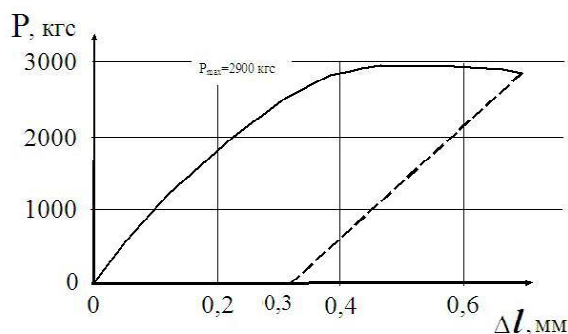


Рис. 3. Диаграмма деформирования модели (без вставки)

Модели лопаток со вставками имели подрезку радиусом 0,15 мм (рис. 5) и 2 мм (рис. 4).

Механическое нагружение растягивающей силой с установленными в окна модели термочувствительными нагружающими элементами начиналось при 20°C и сопровождалось одновременным нагреванием в печи.

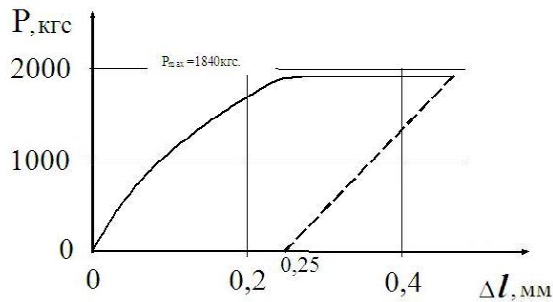


Рис. 4. Диаграмма деформирования модели со вставками ($R = 2$ мм)

Диаграмма деформирования этой модели представлена на рис. 4. На диаграмме можно видеть, что участки в пределах упругого деформирования модели, искривлены из-за изменения модуля упругости в процессе нагрева и дополнительного нагружения перемычек в этих условиях термочувствительными нагружающими элементами.

Разрушение модели произошло при $T = 190$ °С и нагрузке $P = 1840$ кгс, показанной силоизмерительным устройством установки.

Снижение максимальной нагрузки по сравнению с моделью (без вставки) составило $2900 - 1840 = 1060$ кгс, т.е. фактически термочувствительный нагружающий элемент создал дополнительную нагрузку примерно 1060 кгс.

Полное удлинение модели со вставками в момент достижения максимальной нагрузки $l_{max} = 0,44$ мм. Остаточное удлинение разрушенной модели составило 0,25 мм. Напряжение сжатия в термочувствительном нагружающем элементе с общей площадью > 36 мм² составило в среднем 29,4 кг/мм².

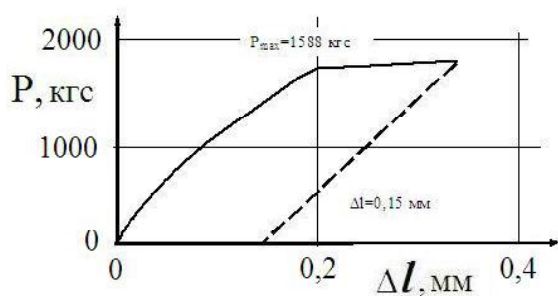


Рис. 5. Диаграмма деформирования модели со вставками ($R = 0,15$ мм)

Для уточнения механических свойств материала моделей были проведены прочностные исследования материала моделей на образцах, вырезанных из их перемычек, на участках на напряжение на которых во время испытания моделей не превышало предела упругости.

Диаграммы деформирования малогабаритных образцов при $T = 200$ °С, изготовленных из разрушенных моделей (со вставками), приведены на рисунках 6.1 и 6.2.

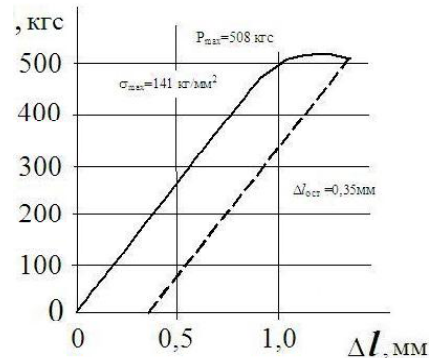


Рис. 6.1. Диаграмма деформирования образцов, вырезанных из модели (со вставками) при $R = 2$ мм

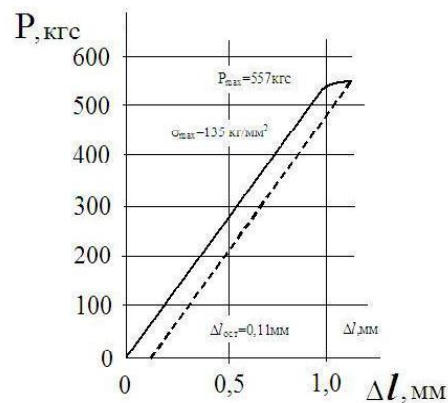


Рис. 6.2. Диаграмма деформирования образцов, вырезанных из модели (со вставками) при $R = 0,15$ мм

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности производить подрезку ослабленного сечения радиусом 0,15 мм. При этом остаточная пластическая деформация уменьшается примерно в 3 – 4 раза. В связи с этим на трех моделях со вставками подрезку ослабленного сечения производили электроэрозией проволокой $\varnothing 0,15$ мм. Испытания этих моделей проводились при разогреве с получением диаграмм деформирования.

Предел прочности составил в среднем $\sigma_B = 133,5$ кг/мм². Остаточное удлинение Δl модели с радиусом подрезки $R = 2$ мм составило 0,45 мм, а для $R = 0,15$ мм — $\Delta l = 0,1$ мм.

Разрушение моделей происходило при разогреве до $T_{max} = 180$ °С. Максимальные нагрузки

при этом составили 1588 кгс, 1760 кгс и 1920 кгс соответственно. Остаточное удлинение моделей с радиусом подрезки ослабленного сечения 0,15 мм составило 0,15 мм, 0,2 мм и 0,19 мм.

Степень фактического снижения разрушающей нагрузки для модели при разогреве со встроенными нагружающими термочувствительными элементами определяется после получения реальных прочностных свойств материала моделей. Эти свойства были получены при испытаниях малогабаритных плоских образцов, изготовленных из разрушенных моделей.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проведенный анализ существующих методов обрыва лопаток при испытаниях корпусов на непробиваемость выявил существенные недостатки, затрудняющие реализацию указанных методов.

Разработана расчетно-экспериментальная методика с управляемым дополнительным нагружением от встроенных термочувствительных элементов. Проведены испытания моделей лопаток с экспериментальным подтверждением эффективности разработанной методики управления обрывом.

Приведены рекомендации по подрезке ослабленного сечения лопаток и учету реальных механических свойств их материала для обеспечения разработанной методики и проведения дальнейших исследований.

Литература

1. Лепешкин А.Р., Бычков Н.Г. Метод термочувствительного обрыва лопаток рабочих колес ГТД при испытаниях конструкций и корпусов на непробиваемость // Авиационно-космическая тех-

ника и технология. — Харьков: ХАИ, 2005. Вып. 4/20. — С. 7782.

2. Патент № 2176389 Россия. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков 2001. Бюл. № 33.

3. Патент № 2267760 Россия. Способ испытания корпуса роторных машин на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, Б.А. Балуев // 2006. Бюл. № 1.

4. Патент № 2301979 Россия. Способ испытания корпуса роторных машин на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, Б.А. Балуев // 2007. Бюл. № 18.

5. Патент № 2301979 Россия. Способ испытания корпуса ротора лопаточных машин на непробиваемость и устройство для его осуществления / Н.Г. Бычков, Ю.А. Ножницкий, А.В. Першин // 2006. Бюл. № 27.

6. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И., Волков В.И. Технологические методы повышения надежности деталей машин. Машиностроение, — М. 1993. — С. 115-116.

7. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И., Захаров В.К. Универсальный разгонный стенд для повторно-статических испытаний крупногабаритных элементов роторов // Проблемы прочности. — №9. 1988, — С. 114-116.

8. Патент № 2250451 Россия. Установка для испытаний лопаток турбомашин на термомеханическую усталость / Н.Г. Бычков, А.Р. Лепешкин, А.В. Першин 2005. Бюл. № 11.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Фишгойт А.В. Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва.

Розроблено розрахунково-експериментальну методику з керуванням додатковим навантаженням від термочутливих елементів. Приводиться огляд і аналіз існуючих способів обриву лопаток. Для верифікації запропонованої методики керування проведені випробування моделей робочих лопаток ГТД із реалізацією їхнього обриву на експериментальних установках. Наведено рекомендації з підрізування ослабленого перерізу лопаток і урахування реальних механічних властивостей їхнього матеріалу для забезпечення розробленої методики. Розроблена методика може застосовуватися для забезпечення перевірки корпусів на непробивність.

The calculated experimental method with operated additional loading from thermosensitive elements is developed. The review and the analysis of existing methods of breakage of blades is presented. For verification of the offered control method the tests of models of GTE blades with realization of their breakage on experimental installations have been carried out. Recommendations on cutting the weakened section of blades and to the account of real mechanical properties of their material for maintenance of the developed method are resulted. The developed method can be applied to maintenance of check of cases on unpunching.

УДК 621.452-226:519.6

К.Д. Каримбаев, А.Н. Серветник
ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И. Баранова», Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗГОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИСКОВ ТУРБОМАШИН

Проведено численное моделирование разгонных испытаний дисков турбомашин, с использованием значений характеристик материалов, определенных механическими испытаниями образцов свидетелей, вырезанных из заготовок диска. Предложенный подход позволяет анализировать кинетику деформирования диска, прогнозировать значения разрушающей частоты вращения и давать рекомендации по допустимым режимам эксплуатации. При этом можно будет обходиться без экспериментального подтверждения достаточности несущей способности дисков.

Напряженно-деформированное состояние, пластическая деформация, удельная потенциальная энергия, разгонные испытания диска, разрушающая частота вращения, критерий разрушения.

Введение

При проектировании дисков турбомашин используют расчетный (K_g) и экспериментальный (K_s) запасы по разрушающей частоте вращения. Первый определяется по теории предельного равновесия [1], является наиболее простым и используется на этапе предварительного проектирования. Второй требует проведения разгонных испытаний диска с лопатками или их имитаторами, что требует значительных материальных затрат. В работе [2] показано, что расчетный запас K_g может привести к разнице до 20% по отношению к экспериментальному K_s . Развитие метода конечно-элементного (МКЭ) моделирования позволяет учесть действительное перераспределение напряжений и деформаций в диске в процессе его разгона до предельного значения. Наличие экспериментальных данных по результатам разгонных испытаний дисков позволяют верифицировать их с расчетными значениями на основании многочисленных предложенных критериев разрушения. Развитие такого подхода позволяет уточнить расчетные значения разрушающих частот вращения и дает возможность перейти к численному моделированию разгонных испытаний.

1. Экспериментальные данные

В данной работе проверка всех предположений и всех критериев осуществлялась на базе

экспериментов, в которых доводились до разрушения диски представленной на рис. 1 конструкции.

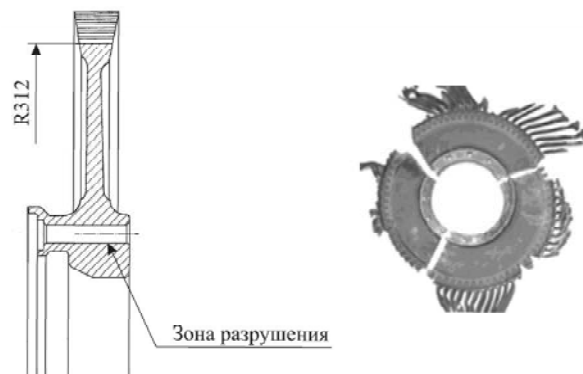


Рис. 1. Конфигурация исследуемого диска и его фрагменты при разрушении на разгонном стенде

Проводились испытания 2-х дисков при комнатной температуре, и одного при подогреве диска до температуры 360 °С на ступице и 550 °С на ободе диска.

Основные результаты испытаний, которые будут использоваться в дальнейшем для верификации методик, следующие:

При комнатной температуре: $n_z/n_{max}=1,51$ (среднее по испытаниям);

При подогреве обода до 550 °С и ступицы до 300 °С: $n_z/n_{max}=1,49$;

Исследования фрагментов всех разрушенных дисков показали, что зона начала разрушения со-

ответствует нижней части осевого отверстия, расположенного ближе к ступице со стороны входа (рисунок 1).

2. Расчетное моделирование разгонных испытаний

Вначале пошаговым методом были проведены расчеты НДС образца-свидетеля, который также был доведен до разрушения постепенно увеличивающейся нагрузкой.

Для сходимости решения упруго-пластичной задачи кривая деформирования была формально продлена за точку с «истинными» значениями предельных напряжений и деформаций, которые по теории определяются следующим образом:

$$S_K = \frac{\sigma_B}{1 - \psi},$$

$$\varepsilon_K = \ln \left(\frac{1}{1 - \psi} \right),$$

где σ_B — кратковременный предел прочности материала, ψ — параметр пластичности.

По тем же самым кривым деформирования были проведены расчеты НДС исследуемой конструкции дисков. Конечно-элементная сетка исследуемого диска представлена на рисунке 2. Расчеты проводились пошаговым методом, при различных значениях частот вращения, в диапазоне от максимальных, рабочих до частоты, при которой произошло разрушение в эксперименте — n_3 . Расчеты проводились с учетом нелинейных членов пластических деформаций. В противном случае проявляются не подтверждаемые экспериментом завышенные значения радиальных перемещений.

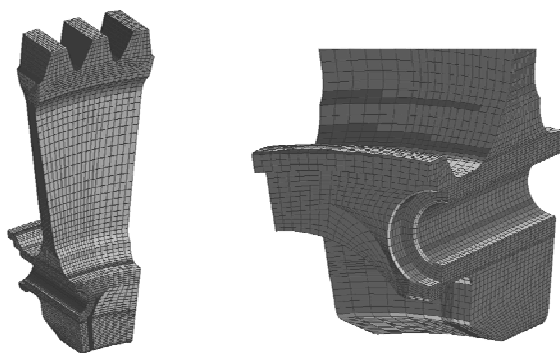


Рис. 2. КЭ сетка исследуемого диска (общий вид и фрагмент)

Основные результаты расчета дисков представлены на рисунках 3, 4 и 5

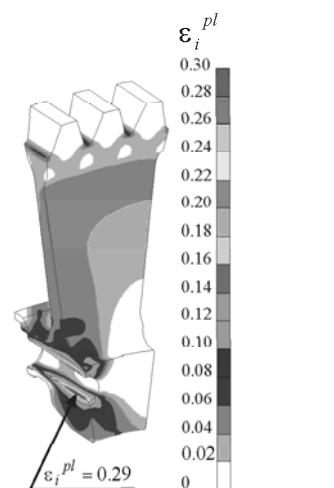


Рис. 3. Распределение интенсивности пластических деформаций в диске при $n = n_3$

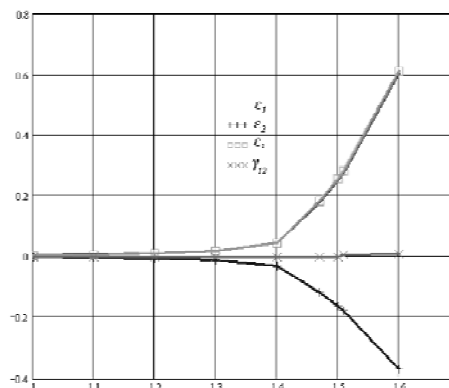


Рис. 4. Зависимость параметров деформирования (ε_{11} , ε_{22} , ε_1 и γ_{12}) при увеличении оборотов в опасном узле диска

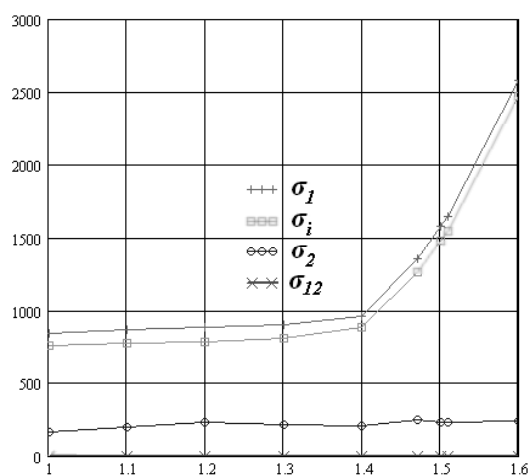


Рис. 5. Зависимость параметров напряжения (σ_{11} , σ_{22} , σ_{12} и σ_i) при увеличении оборотов в опасном узле диска

Анализ результатов позволил сделать следующие заключения:

1. Наиболее опасная точка – узел с максимальными значениями первого главного напряжения σ_1 , и интенсивности напряжений σ_i по Мизесу, и место зарождения трещины в экспериментах совпали;

2. При пошаговом нагружении, все наиболее существенные компоненты тензоров деформаций $(\varepsilon_1, \varepsilon_i)$ и/или напряжений (σ_1, σ_i) монотонно возрастали (см. рис. 4 и 5).

3. При приближении к критической частоте резко возрастает производная $\frac{\partial f}{\partial(n/n_{\max})}$ (где f – любой из существенных параметров). Если эту производную назвать скоростью, то скорость при рабочих оборотах ($n = n_{\max}$), на 2 порядка меньше чем при разрушающей частоте вращения ($n = n_*$).

4. При повышенной, распределенной температуре картина аналогичная.

3. Анализ различных критериев

После этого были исследованы различные критерии разрушения, предложенные в литературе по рассматриваемому вопросу. Некоторые из этих критериев основаны на универсальном критерии В.В.Новожилова [5]

$$\varepsilon_{\text{limit}} = \varepsilon_k \times \left(1 - \frac{\sigma}{S}\right)^m, \text{ (критерии 1 и 2)}$$

которые отличаются выбором постоянных, введенных В.В.Новожиловым. Здесь были рассмотрены случаи с показателем степени $m = 1$ и $m = 2$. Другие постоянные В.В.Новожилова выбирались так же, как и в работе [5].

Другие критерии основаны на сравнении каких-нибудь отдельных, существенных компонент тензоров деформаций

$$3. \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_K,$$

Или напряжений

$$4. \quad \sigma_1 = S_K,$$

Кроме того был исследован выбранный в представленной работе энергетический критерий, который может быть сформулирован следующим образом:

Разрушение происходит в тот момент, когда в наиболее нагруженной точке тела удельная потенциальная энергия деформации достигает критического значения U_*

$$U = U_*.$$

Удельная потенциальная энергия деформации в точке произвольно нагруженного упругопластического тела определяется формулой:

$$U = \int_0^{\varepsilon} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}, \quad (i, j = 1, 2, 3),$$

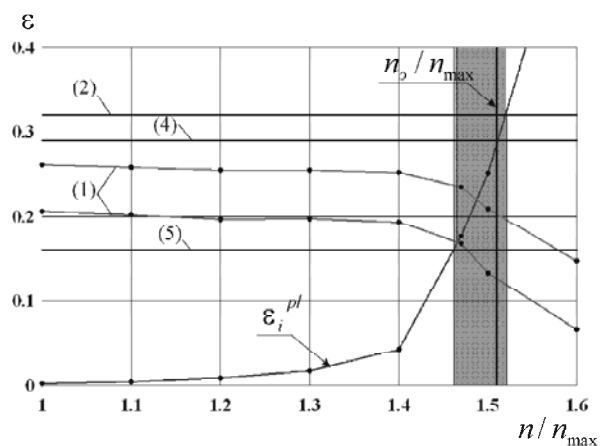
где ε_{ij} и σ_{ij} – компоненты тензоров упругопластических деформаций и напряжений. Величина удельной энергии является суммой двух составляющих $U = U_0 + U_\phi$, где U_0 соответствует удельной потенциальной энергии изменения объема без изменения формы, а U_ϕ – изменению формы без изменения объема.

Критическое значение U_* зависит только от механических свойств материала образца и не зависит от вида нагружения.

Ввиду ограниченности места, не останавливаясь подробно на каждом из рассмотренных критериев и несколько обобщая, можно сделать следующие выводы:

Функции, отслеживающие (линейно, квадратично) возрастание наиболее существенных параметров, например, удельная энергия деформирования U или параметры критерия В.В.Новожилова, используемые в критериях 1 и 2, возрастают таким же образом.

В соответствии с вышеперечисленными фактами, при возрастании скорости изменения деформаций все критериальные параметры соответствующим образом возрастают, и поэтому все эти критерии подобны, указывают на близкие значения разрушающих частот. На рисунке 6 выделены диапазоны разрушающих частот, полученные по различным критериям для рассматриваемого диска при комнатной температуре.



а)

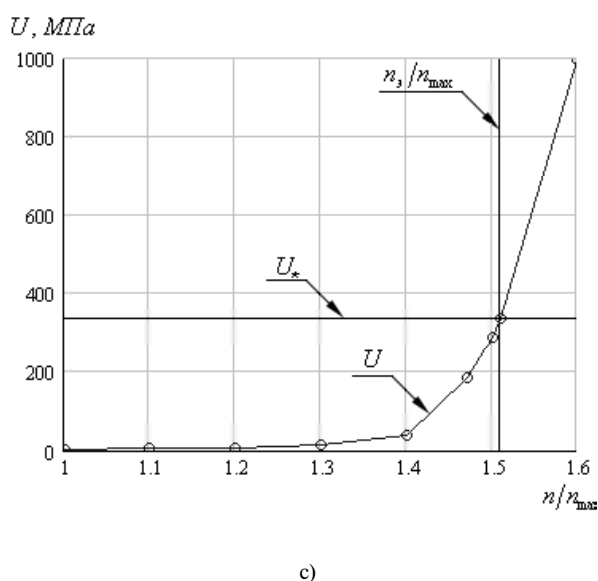
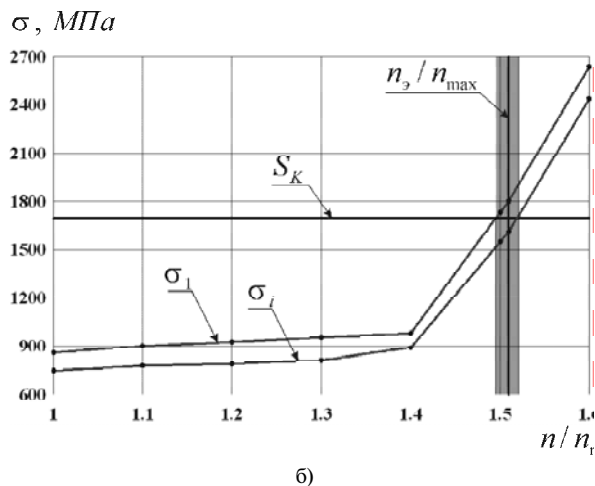


Рис. 6. Близость результатов по различным критериям: а — деформационные критерии; б — критерии по напряжениям; в — энергетический критерий

Проверка критического значения удельной энергии U_{kp} , проведенная на 3-мерной модели стандартного гладкого образца, показала, что при достижении в образце одноосной деформации равной справочного значения δ , величина критической удельной энергии совпадает со значением удельной деформации U в наиболее опасном узле диска, рассчитанном при среднем значении разрушающей частоты вращения с неприлично хорошей точностью (разница менее 0,1%).

Отметим, что при комнатной температуре было проведено 2 эксперимента, при которых $n/n_{max} = 1,49$ и $1,53$. То есть разница между экспериментальными значениями разрушающих частот достигала почти 2,7%, хотя по имеющимся данным — свойства материалов, снятых с образцов-свидетелей этих дисков, не отличались.

Расчет по нижним значениям ТУ для использованного материала показал, что по рассматриваемому критерию разрушающая частота вращения упадет на 8%.

Предполагается, что несмотря на то, что предсказываемая разрушающая частота по исследованным критериям оказалась близкой, представляется более предпочтительным энергетический критерий, который не зависит от вида нагружения, более полно использует 3D информацию, и соответствует более общим физическим законам.

Заключение

Главный вывод, вытекающий из проведенного исследования, заключается не в исследовании различных критериев, а в том, что рассмотренная методика имеет довольно эффективную практическую пользу. На основании рассмотренной методики, для каждого конкретного диска можно определить значение частоты вращения, после которого начинается увеличение скорости возрастания основных параметров и энергии деформации. Если это значение с достаточным запасом удалено от предполагаемых рабочих частот вращения этого диска во время эксплуатации, то можно уверенно говорить, что этот диск не нуждается в экспериментальном определении разрушающей частоты.

Величина необходимого запаса зависит от многих факторов, таких как, возможные забросы оборотов и/или температур при эксплуатации, неблагоприятные геометрические отклонения дисков, разброса свойств материалов и т. д. Все эти влияния будут рассмотрены в дальнейшем.

Благодарность

Авторы благодарят Б.Ф.Шорра за обсуждение работы и ряд ценных замечаний.

Литература

1. И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, И.В. Демьянушко, Р.Н. Сизова, Р.А. Дульнев. Термопрочность деталей машин. — М., «Машиностроение», 1975. — 454 с.
2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. — М.: Машиностроение, 1978. — 247 с., ил. (Б-ка расчетчика).
3. Мандель В.С., Петров Е.В. Двигатели М70р и Д090. Разгонные испытания дисков ТВД. Николаев, Машпроект, 1982, Техн. отчет № ОТ 255.102.190-82.
4. Жестовский В.В., Кутырев В.В. Развитие критериев местной статической прочности деталей ГТД при определении НДС на объемных расчетных моделях: ГНЦ РФ ЦИАМ Научно-техн. отчет. — М., 2001. — 80 с.
5. Новожилов В. В., Рыбакина О. Г. Перспективы построения критерия прочности при сложном нагружении. // Изв. АН СССР. Механика тверд. тела. 1966. — № 5. — С. 103-105.

6. Горохов М.Ю., Гецов Л.Б., Кутырев В.В., Голубовский Е.Р. Расчетно-экспериментальное исследование несущей способности модельных вращающихся дисков // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ №489, – С.Петербург, 2004, – С. 194-200.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ножницкий А.Ю. Центральный Институт Авиационного Моторостроения им. П.И. Баранова «ЦИАМ», г. Москва.

Проведено чисельне моделювання розгінних випробувань дисків турбомашин, з використанням значень характеристик матеріалів, визначених механічними випробуваннями зразків свідків, вирізаних із заготовок диска. Запропонований підхід дозволяє аналізувати кінетику деформування диска, прогнозувати значення руйнуючої частоти обертання й давати рекомендації із припустимих режимів експлуатації. При цьому можна буде обходитися без експериментального підтвердження достатності несучої здатності дисків.

Numerical modeling disks burst tests of gas turbine engines, with using characteristics values of materials confirmed by mechanical tests of represented specimen, cut out disk blank was carried out. The offered approach allows to analyze deformations kinetics of a disk, to predict failure speed of rotation values and to give the recommendation on admissible modes of operation. Thus it will be possible to manage without experimental confirmation of sufficiency of disks load-carrying ability.

УДК 539.1:621.455.63

Н.Н. Серебряков, В.М. Поляков
ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ЧИСЛЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТЕЙ ОПОР ВАКУУМНОГО СТЕНДА

Для вакуумного стенда, содержащего четырехопорный валопровод, были экспериментально определены применительно к эталонному ротору вибрационные характеристики и проведена расчетная идентификация податливостей опор путем серии расчетов критических частот вращения при условии опирания его на опоры с различными податливостями. Полученная картина расположения критических частот вращения эталонного ротора близка к экспериментальной. Идентифицированные податливости опор повышают точность динамических исследований роторов в вакуумном стенде.

Стенд, узел ГТД, ротор, валопровод, диск, критическая скорость вращения, форма колебаний, податливость опоры.

Введение

Одним из необходимых условий надежности работы турбомашин является отсутствие критических частот вращения роторов в рабочем диапазоне частот вращения, особенно вблизи максимальных рабочих оборотов. Для испытаний роторных узлов ГТД в процессе их создания и доводки используются вакуумные стенды, в состав конструкции которых входят многоопорные валопроводы. Надежность испытаний при такой конструкции валопроводов должна обеспечиваться низким уровнем вибраций стенда во всем необходимом для исследований диапазоне рабочих оборотов валопровода, что требует знания его динамических характеристик с собственными опорами.

1. Формулирование проблемы

Для повышения точности определения критических частот вращения роторных узлов ГТД путем их испытаний на вакуумном стенде ДБВ-50, податливости четырех опор которого были неизвестны, была поставлена задача по оценке этих податливостей. С этой целью были определены вибрационные характеристики стенда с эталонным ротором, проведены расчеты при различных податливостях опор и выполнена идентификация податливостей опор, удовлетворяющих физическому эксперименту.

1.1 Расчетные соотношения

Система уравнений, описывающих движение диска, который вращается на валу с постоянной

угловой скоростью Ω , во вращающейся системе координат имеет вид

$$\begin{aligned} m_d \cdot \ddot{x} &= -Q_x \\ m_d \cdot \ddot{y} &= -Q_y \\ I_p \cdot \ddot{\phi}_y - I_d \cdot \Omega \cdot \dot{\phi}_x &= -M_y \\ I_p \cdot \ddot{\phi}_x - I_d \cdot \Omega \cdot \dot{\phi}_y &= -M_x \end{aligned}$$

Здесь m_d — масса диска, I_p — полярный момент инерции диска, I_d — диаметральный момент инерции диска, Q_x , Q_y , M_x , M_y — суммы проекций сил, и моментов, включая и инерционные силы от вращения, действующие на диск со стороны вала в направлении перемещений x, y и углов поворота ϕ_x, ϕ_y , соответственно.

Приравняв упругие составляющие сил Q_x , Q_y и моментов M_x , M_y действующим на вал упругим силам и моментам и представив ротор в конечно-элементном с n степенями свободы, придем в общем случае к известному матричному уравнению движения вращающегося ротора:

$$M \cdot \ddot{u} + B \cdot \dot{u} + G \cdot u = P(t), \quad (1)$$

где:

M — глобальная матрица инерции,

B – глобальная матрица демпфирования,
 G – глобальная матрица гироскопических членов,
 K – глобальная матрица жесткости,
 $P(t)$ – вектор всех приложенных внешних нагрузок,
 $u(t)$ – зависящий от времени вектор узловых перемещений.

В отсутствии внешних сил и демпфирования в системе можно прийти применительно к синхронным прецессиям к уравнению движения в форме,

$$M_D \cdot \ddot{u} + K \cdot u = 0, \quad (2)$$

где матрица M_D выражается через матрицы M и G [3]. В работе рассматривается прямая синхронная прецессия.

Таким образом, задача нахождения критических частот вращения в конечно-элементной постановке с учетом гироскопических эффектов от дисков сводится к задаче определения собственных значений уравнения (2).

2. Решение проблемы

Для решения поставленной задачи по чертежам эталонного ротора была построена его расчетная модель в универсальном пре-постпроцессоре MSC.Patran. Конечно-элементная модель ротора представлена на рис. 1. Так как конструкция стэнда допускает регулировку положения опор, координаты их расположения были взяты по фактическому положению ротора при испытании. Первые две опоры, – начиная от привода, – включают в себя шариковые подшипники (1 и 2), вторые две – роликовые (3 и 4). Характеристики ротора:

Длина ротора $l = 1$ м.

Масса вала m_v и диска с имитаторами лопаток $m_d = 23,3$ кг.

Момент инерции диска с имитаторами лопаток $I_{11} = 0,329$ кг·м².

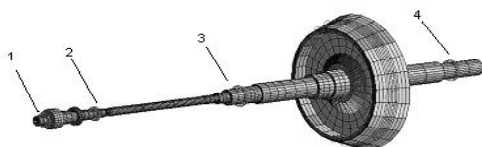


Рис. 1. КЭ модель эталонного ротора, установленного на стэнде ДБВ-50

2.1 Определение критических частот вращения валопривода стэнда ДБВ-50 с учетом только собственных податливостей подшипников

Для конечно-элементной модели стэнда, указанной на рис. 1, вначале и были приняты податливости опор, соответствующие статистическим данным по собственным податливостям подшипников, $5 \cdot 10^{-9}$ м/Н и $3 \cdot 10^{-9}$ м/Н для каждого из шарикового и роликового подшипника соответственно. Расчет проводился в решателе MSC.Nastran с подключением процедуры ridgyroa.v2001, учитывающей гироскопический эффект от жестких дисков. Результаты расчета по первым двум формам колебаний ротора приведены в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные критические частоты вращения ротора при исходных податливостях опор

№ формы	Гц	Об/мин
1	198	11880
2	209	12540

Особенностью данного ротора с принятым расположением опор и их исходными податливостями является близость 1-й и 2-й форм колебаний. При обеих формах вал изгибается, но в первом случае диск перемещается почти поступательно, а во втором – поворачивается.

Результаты расчета были сравнены с виброграммой, представленной на рис. 2, из которой следует, что области повышенных вибраций ротора расположены в диапазонах частот вращения 8200-8600 об/мин и 9000-9400 об/мин и выше (примерно до 10000 об/мин). Непосредственные испытания были ограничены частотой вращения 9400 об/мин ввиду недостаточности вакуума в камере стэнда и, как следствие, недостаточной мощности привода.

Для идентификации податливостей опор были проведены расчеты с дополнительным увеличением их податливостей.

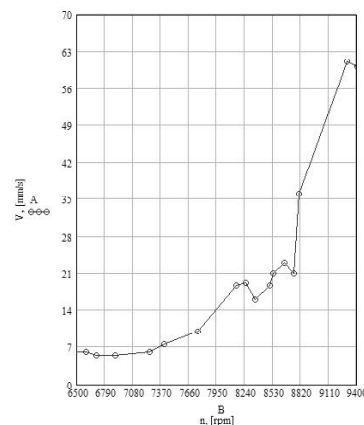


Рис. 2. Вибрационная характеристика колебаний стэнда

2.2. Расчетно-экспериментальное определение податливостей опор стенда ДБВ

Для идентификации податливостей опор с учетом данных эксперимента были проведены расчеты, показывающие влияние изменения податливостей опор на критические частоты вращения. Результаты численного исследования показали, что изменение податливости опоры шарикового подшипника существенно не сказывалось на изменении критических частот. Сильнее влияла податливость роликового подшипника. Результаты окончательного расчета (с выбранными податливостями $25 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}$ и $66 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}$ для соответствующих опор) сведены в табл. 2. Формы колебаний представлены на рис. 3 и 4.

Расчетные частоты раздвинулись и приблизились к экспериментальным значениям.

Таблица 2

Расчетные критические частоты вращения ротора при идентифицированных податливостях опор

№ формы	Гц	Об/мин
1	142	8520
2	175	10500

Результаты расчета в достаточной степени удовлетворяют результатам эксперимента.

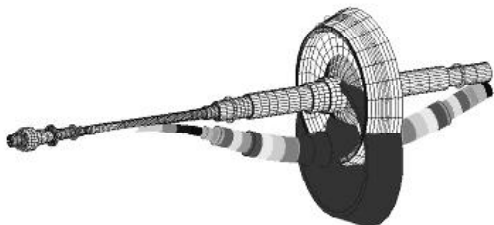


Рис. 3. Первая форма колебаний, соответствующая критической частоте 142 Гц

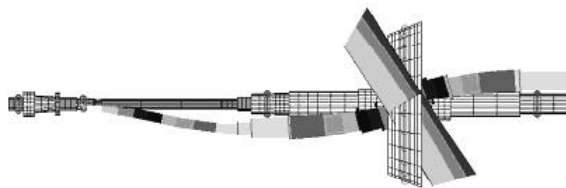


Рис. 4. Вторая форма колебаний, соответствующая частоте 175 Гц

Заключение

Проведенная расчетно-экспериментальная идентификация податливостей опор вакуумного стенда ДБВ позволила получить картину расположения критических частот вращения эталонного ротора, близкую к экспериментальной.

Рассчитанные податливости опор могут быть использованы для повышения точности динамических исследований роторов в вакуумном стенде.

Литература

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 560 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
3. Bedrossian H., Veikos N. Rotor-disk system gyroscopic effect in MSC.Nastran Dynamic Solution.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: к.т.н. Петров Н.И. ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова

Для вакуумного стенда, що містить чотириопорний валопровід, було експериментально визначено стосовно до еталонного ротора вібраційні характеристики й проведено розрахункову ідентифікацію піддатливостей опор шляхом серії розрахунків критичних частот обертання за умови обпирання його на опори з різними піддатливостями. Отримана картина розташування критичних частот обертання еталонного ротора близька до експериментальної. Ідентифіковані піддатливості опор підвищують точність динамічних досліджень роторів у вакуумному стенді.

For vacuum stand, containig qadri-supported drive shafting, vibration chatacteristics were exeperementally defined conformably to standard rotor, also estimated identification of support flexibilities was carried out by train of critical speeds estimations in case of supports with different flexibilities. Obtained picture of critical speeds arrangement is close to exprimental. Identified flexibilities of supports rise accuracy of rotor dynamic researches in vaccum stand.

УДК 534.1:539.3

В. А. Цимбалюк**Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОЛЕБЛЮЩИХСЯ ЛОПАТКАХ

Для возможности переноса результатов эксперимента на натуру необходимо соблюдать подобие исследуемых явлений. На основе критериев подобия для моделирования нестационарного обтекания колеблющихся лопаток и требований методики измерения нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки получены критериальные зависимости основных параметров стенда, включая размеры и параметры колебаний профилей. Проведен анализ полученных зависимостей на примере моделирования рабочего колеса первой ступени компрессора низкого давления ГТД для максимального продолжительного режима и режима полетного малого газа. Показана необходимость повышения расхода воздуха путем установки дополнительного нагнетателя. Необходимо также усовершенствовать систему возбуждения колебаний профилей с целью повышения частоты.

Аэродинамический стенд, решетка колеблющихся профилей, аэродинамический коэффициент влияния.

Введение

Флаттер (самовозбуждающиеся в потоке газа колебания конструкции) является одним из наиболее опасных явлений аэроупругости из-за своих зачастую катастрофических последствий. Трудность решения задачи об определении критических условий возникновения флаттера лопаток, как известно, связана со сложностью нахождения нестационарных аэродинамических нагрузок (сил и моментов), действующих на лопатки при их колебаниях в потоке газа.

Современные методы численного моделирования позволяют решать многие задачи аэроупругости с использованием различных моделей. В то же время, для решения задач с отрывом потока применяются и экспериментальные методы [1].

1. Формулирование проблемы

Существуют методы [2], согласно которым экспериментально определяют только нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки в сечениях на заданных радиусах венца. Затем, используя полученные данные, решают уравнения колебаний лопаточного венца. При таком подходе к решению задачи о флаттере в эксперименте достаточно обеспечить выполнение условий подобия только аэродинами-

ческой стороны явления и нет необходимости соблюдать подобие по числам Ньютона и Коши, что позволяет уменьшить объем испытаний и стоимость моделей.

На рис. 1 схематично представлена развертка цилиндрического сечения компрессорного венца.

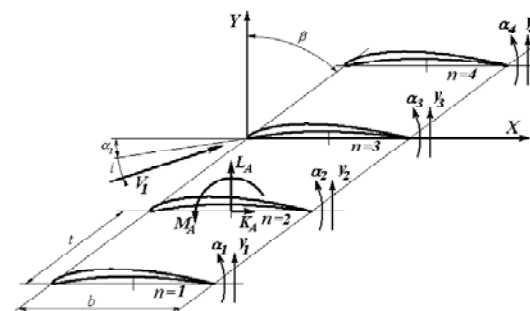


Рис. 1. Компрессорная решетка профилей
 i — угол атаки; b — угол выноса; t — шаг; b — хорда профиля

Известна методика [3], позволяющая измерить погонные нестационарные аэродинамические силы L и моменты M нагрузки на колеблющихся профилях прямой решетки при их поступательных вдоль оси Y и угловых α колебательных

перемещениях. Этих нагрузок достаточно для исследования разных форм флаттера, включая изгибно-крутильный. Влияние небольших деформаций профилей в процессе колебаний на измеряемые нестационарные аэродинамические нагрузки можно учесть с помощью методики [4].

Цель настоящей работы состоит в моделировании нестационарного обтекания колеблющихся лопаток заданного венца и получении критериальных зависимостей основных параметров стэнда, включая размеры, параметры колебаний профилей, для измерения нестационарных аэродинамических нагрузок.

2. Вывод критериальных уравнений

Для анализа первой изгибной формы колебаний лопаток достаточно измерения нестационарных аэродинамических нагрузок в периферийном сечении венца, где амплитуды колебаний наибольшие. В табл. 1 представлены геометрические параметры цилиндрического сечения моделируемого рабочего колеса первой ступени КНД компрессора ГТД. Цилиндрическое сечение выбрано на радиусе, который соответствует 0,9 длины лопатки. В табл. 2 отражены параметры потока и колебаний лопаток для максимального продолжительного режима и режима полетного малого газа.

Таблица 1

Параметры для периферийного цилиндрического сечения рабочего колеса первой ступени КНД компрессора (сечение на 0,9 длины лопатки)

Название параметра	Значение
Относительный шаг $\bar{t}$	0,93
Угол выноса β	50,7°
Хорда лопаток b	28,45 мм
Площадь поперечного сечения F	26,48 мм ²
Минимальный момент инерции $I_{\min}$	6,26 мм ⁴

Таблица 2

Параметры максимального продолжительного режима (МПР) и режима полетного малого газа (ПМГ)

Название параметра	МПР	ПМГ
Относительная скорость перед лопатками V_1 (м/с)	314	201
Число Маха перед лопатками M_1	0,93	0,595
Угол атаки i	-4,9°	8,45°
Собственная частота колебаний лопатки по первой изгибной форме Ω_1 (радиан/с)	5746,2	5024
Приведенная частота колебаний лопатки по первой изгибной форме K_1	0,712	0,512

Безразмерные коэффициенты аэродинамических нагрузок, полученные на модели, можно использовать в расчетах натурного лопаточного венца при условии равенства для модели и для натуре следующих основных критериев подобия:

угол атаки: i ;
число Маха:

$$M = \frac{V}{a}; \quad (1)$$

число Рейнольдса:

$$Re = \frac{bM \cdot a}{\nu}; \quad (2)$$

приведенная частота:

$$K = \frac{2\pi \cdot f \cdot b}{M \cdot a}. \quad (3)$$

Схематически аэродинамический стэнд представлен на рис. 2.

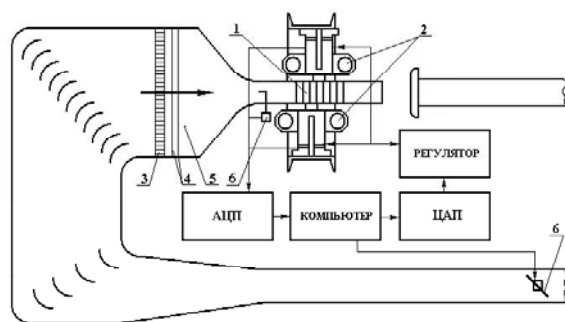


Рис. 2. Схема аэродинамического стэнда для измерения нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки
1 – решетка профилей; 2 – виброузлы; 3 – хонейкомб; 4 – выравнивающие сетки; 5 – форкамера; 6 – трубка Пито

Стэнд представляет собой дозвуковую аэродинамическую трубу прямого действия с выходом за решеткой в атмосферу, поэтому статическое давление перед решеткой

$$P_{1m} = P_a / \pi_c, \quad (4)$$

где P_a – атмосферное давление, π_c – степень повышения давления решеткой профилей. Параметры с индексом «т» относятся к параметрам стэнда и модели профиля.

Параметры потока в рабочей части аэродинамической трубы зависят от числа Маха M_{1m} перед решеткой и параметров заторможенного воздуха (со звездочкой), которые близки к параметрам в форкамере. Считаем течение между вы-

равнивающими сетками и решеткой адиабатическим и изэнтропическим [5]. Поэтому давление торможения

$$P_m^* = \frac{P_a}{\pi_c} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1m}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \quad (5)$$

где для воздуха $\gamma=1,4$. Отсюда получим плотность воздуха ρ_{1m} и скорость звука a_{1m} перед решеткой:

$$\rho_{1m} = \frac{P_m^*}{RT_m^*} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1m}^2\right)^{\frac{-1}{\gamma-1}}, \quad (6)$$

$$a_{1m} = \sqrt{kRT_m^* \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1m}^2\right)^{-1}}, \quad (7)$$

где T_m^* — температура торможения, R — газовая постоянная.

Для решеток турбомашин влиянием числа Рейнольдса можно пренебречь, если $Re \geq Re_{min} = 1,5 \cdot 10^5 \dots 2 \cdot 10^5$

Отсюда следует условие, что хорда модели

$$b_m \geq \frac{Re_{min} \cdot v_{1m}}{M_{1m} \cdot a_{1m}}. \quad (8)$$

Требуемую частоту возбуждения колебаний модели можно получить из выражения для приведенной частоты:

$$f_m = \frac{K_{1m} M_{1m} a_{1m}}{2\pi \cdot b_{1m}}. \quad (9)$$

В эксперименте профиль колеблется на специальной упругой подвеске, которая обеспечивает заданные перемещения профиля. Для обеспечения перемещений профиля с небольшим различием амплитуд по его длине, а также для уменьшения вероятности флаттера самих моделей профилей первая, как правило, изгибная собственная частота профиля Ω_{1m} , должна быть в несколько раз выше частоты возбуждения. Обозначим

$$k_\omega = \frac{\Omega_{1m}}{2\pi \cdot f_m}. \quad (10)$$

Собственную изгибную частоту профиля, как балки, можно записать в виде

$$\Omega_{1m} = 2\pi \frac{k_o}{l_m^2} \cdot a_{bm} \cdot \bar{r}_b \cdot b_m, \quad (11)$$

где l_m — длина профиля, k_o — коэффициент, учитывающий тип опирания балки (табл. 3), $a_{bm} = \sqrt{E_{bm} / \rho_{bm}}$ — скорость звука в материале модели профиля, E_{bm} и ρ_{bm} — модуль Юнга и плотность материала профиля, $\bar{r}_b$ — радиус инерции поперечного сечения лопатки.

Таблица 3

Зависимость k_1 от типа опирания

Тип опирания	k_o
Заделка-заделка	3.531
Шарнир- заделка	2.454
Шарнир- шарнир	1.571
Консоль	0.5655

Подставляя (10) и (11) в формулу (9), можно найти отношение длины модели профиля к его хорде (удлинение), при котором обеспечивается заданное отношение частот k_ω :

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{2\pi}{M_{1m} \cdot K_{1m}} \cdot \frac{k_o}{k_\omega} \cdot \frac{a_{bm}}{a_{1m}} \cdot \bar{r}_b}. \quad (12)$$

С другой стороны, хорда, удлинение профилей, а также их количество n ограничены максимальным расходом нагнетателя G_K .

$$\lambda_m = \frac{G_K}{M_{1m} a_{1m} \rho_{1m} b_m S}, \quad (13)$$

где ширина рабочей части аэродинамической трубы

$$S_m = \bar{t} \cdot b_m \cdot (n-1) \cdot \cos(i-\beta). \quad (14)$$

Для расчета вибратора нужно знать наибольшую переменную аэродинамическую силу, которая может возникнуть на колеблющемся профиле, силу от крутильных колебаний α . Зависимость ее амплитуды от числа Маха в рабочей части имеет вид:

$$|F_{max}| = \frac{\rho_{1m} M_{1m}^2 a_{1m}^2}{2} \lambda_m b_m^2 * \left(|l_{0e \max}| |y_{\max}| / b_m + |l_{0\alpha \max}| |\alpha_{\max}| \right), \quad (15)$$

где $|l_{0y\max}|$ и $|l_{0\alpha\max}|$ – аэродинамические коэффициенты влияния, характеризующие силы, соответственно, при поступательных и угловых перемещениях, $|y_{\max}|$ и $|\alpha_{\max}|$ – максимальные амплитуды указанных перемещений.

3. Расчет основных параметров стенда

Расчеты выполнялись для случая атмосферного давления на выходе из решетки. Массовый расход нагнетателя $G_k = 3$ кг/с. Известно [6], что наибольшие аэродинамические коэффициенты влияния $|l_{0\alpha\max}| \approx 6$ и $|l_{0y\max}| \approx 4$. Максимальные амплитуды перемещений примем $|y_{\max}|/b_m = 0,014$, $\alpha_{\max} = 8,727 \cdot 10^{-3}$ радиан.

На рис. 3 представлена номограмма для выбора основных параметров стенда при моделировании максимального продолжительного режима работы двигателя. Число Маха в рабочей части равно натурному $M_{1m} = 0,93$, приведенная частота также равна натурной $K_{1m} = 0,712$ для изгибной формы колебаний лопатки. В рабочей части размещается 10 профилей (9 межлопаточных каналов). Выбран углепластик в качестве материала моделей профилей. Левый верхний график в номограмме получен по формуле (12) и отражает зависимости удлинения профиля от отношения частот k_ω (сплошная линия для шарнир-

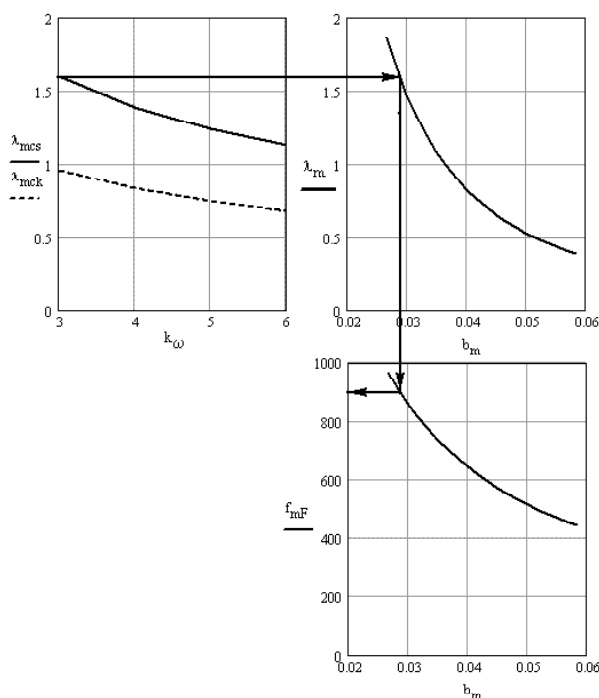


Рис. 3. Номограмма для выбора параметров стенда при моделировании первой ступени компрессора на максимальном продолжительном режиме

ного двухопорного крепления профиля, пунктирная – для консольного). Правый верхний график получен по формуле (13) в виде зависимости удлинения от хорды модели профиля для заданного массового расхода компрессора. На нижнем графике номограммы представлены зависимости от хорды профиля b_m рабочей частоты колебаний f_m профиля (формула (9) и максимальной аэродинамической силы $|F_{a\max}|$ (формула (15)).

Из левого верхнего графика номограммы следует, что отношение частот k_ω можно увеличить за счет применения двухопорного крепления профиля и за счет уменьшения его удлинения. Однако уменьшение удлинения приводит к нежелательному увеличению влияния стенок аэродинамической трубы на течение в решетке. Видно, что приемлемое удлинение, равное 1,6, при отношении частот $k_\omega = 3$ можно получить только с двухопорным креплением профиля с помощью двух упругих подвесок. Из правого верхнего графика получаем, что при удлинении 1,6 нагнетатель может обеспечить натурное число Маха при хорде профиля 28,5 мм. Однако, как следует из нижнего правого графика, при этой хорде необходима частота возбуждения колебаний профилей около 900 Гц, что очень трудно реализовать технически. Для снижения частоты возбуждения колебаний профилей нужно применить нагнетатель с большим расходом воздуха или установить второй нагнетатель.

На рис. 4 представлена номограмма для выбора основных параметров стенда при моделировании полетного малого газа двигателя. Число Маха в рабочей части равно натурному $M_{1m} = 0,595$, приведенная частота также равна натурной $K_{1m} = 0,512$ для изгибной формы колебаний лопатки. Остальные данные прежние. Этому режиму присущи повышенные углы атаки, которые снижают устойчивость к флаттеру.

Из левого верхнего графика номограммы (рис. 4) видно, что удлинение 1,6 при отношении частот $k_\omega = 3,5$ можно получить только с двухопорным креплением профиля с помощью двух упругих подвесок. Это позволяет иметь только 2 колеблющихся профиля в решетке. Из правого верхнего графика получаем, что при удлинении 1,6 нагнетатель может обеспечить натурное число Маха 0,595 при хорде профиля 42,5 мм. При этой хорде необходима частота возбуждения колебаний профилей около 550 Гц, что также довольно трудно реализовать технически. Для снижения частоты возбуждения колебаний профилей нужно увеличивать расход воздуха.

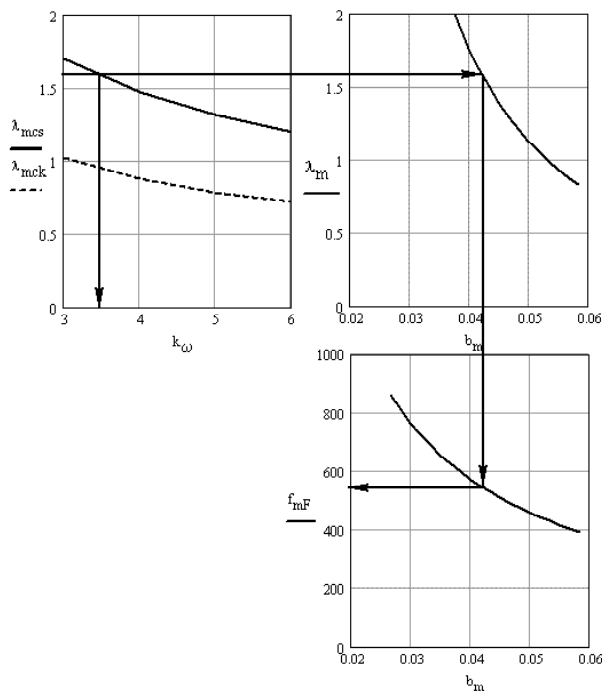


Рис. 4. Номограмма для выбора параметров стенда при моделировании первой ступени компрессора на режиме полетного малого газа

В отличие от максимального продолжительного режима, на режиме полетного малого газа число Маха довольно низкое и нет скачков уплотнения в решетке. Поэтому можно применить частичное моделирование и пренебречь сжимаемостью при режиме полетного малого газа.

На рис. 5 представлена номограмма для выбора основных параметров стенда при частичном моделировании полетного малого газа двигателя. Число Маха в рабочей части снизим до $M_{lm} = 0,25$, приведенная частота равна натурной $K_{lm} = 0,512$ для изгибной формы колебаний лопатки.

Из левого верхнего графика номограммы можно сделать вывод, что удлинение 1,6 при отношении частот $k_\omega = 3$ можно получить и при консольном креплении профиля на упругой подвеске. Такое крепление позволяет скомпоновать 4 колеблющихся профиля в решетке и оценить влияние колебаний более удаленных друг от друга профилей.

Правый верхний график показывает, что при удлинении 1,6 имеющийся нагнетатель с запасом может обеспечить натурное число Маха 0,25 при хорде профиля 50 мм. При этой хорде частота возбуждения колебаний профилей получается 190 Гц. На профиль будет действовать аэродинамическая сила амплитудой 1,5 Н. Таким образом, данную частоту возбуждения можно получить на имеющихся упругих подвесках профилей, а уси-

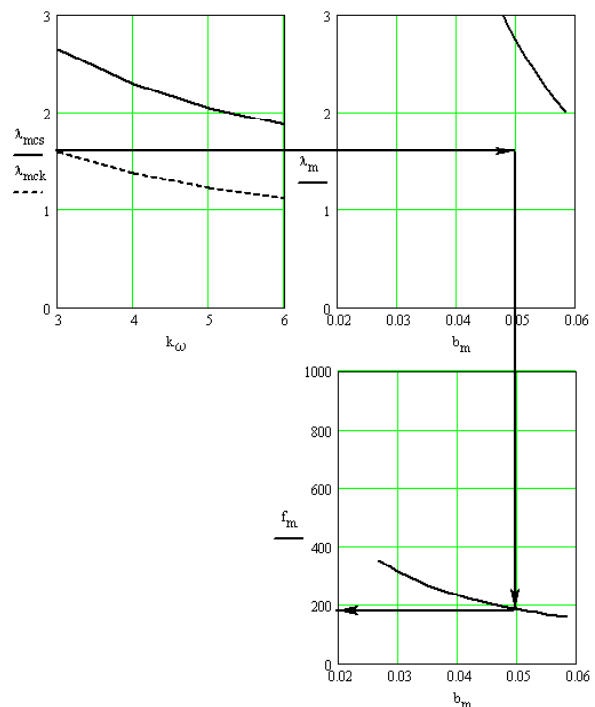


Рис. 5. Номограмма для выбора параметров стенда при частичном ($M_{lm} = 0,25$) моделировании ступени компрессора на режиме полетного малого газа

лия имеющихся вибраторов достаточны для возбуждения заданных амплитуд колебаний профилей в потоке.

Выводы

На основе критериев подобия моделирования нестационарного обтекания колеблющихся лопаток и требований методики измерения нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки получены критериальные зависимости основных параметров стенда, включая размеры, параметры колебаний профилей. Проведен анализ полученных зависимостей на примере моделирования рабочего колеса первой ступени КНД компрессора ГТД для максимального продолжительного режима и режима полетного малого газа.

Показана необходимость повышения расхода воздуха и установки дополнительного нагнетателя. Необходимо работать над усовершенствованием упругих подвесок профилей для повышения частоты возбуждения их колебаний.

Литература

1. Buffum D.H. Oscillating Cascade Aerodynamics at Large Mean Incidence / D.H. Buffum, V.R. Capece, A.J. King, Y.M. El-Aini // J. of Turbomachinery. 1998. Vol. 120. — P. 122-130.

2. Колесников В.И. Оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессора ГТД / В.И. Колесников, В.А. Цимбалюк, А.Л. Стельмах, А.П. Зиньковский, А.В. Побережников // Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций: Тр. Междунар. конф., 6-9 июня 2000 р., Киев / Отв. ред. В.Т. Трощенко – Киев : Нац. АН Украины. Ин-т пробл. прочности; Логос, 2000. – Т. 2. – С. 801 - 806.

3. Цимбалюк В.А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки / В. А. Цимбалюк // Пробл. прочности. – 1996. – № 2. – С. 100–109.

4. Цимбалюк В. А. Об измерении аэродинамических сил и моментов на профилях решетки

при изгибно-крутильных колебаниях / В. А. Цимбалюк // Авиационно - космическая техника и технология. 2005. – № 28/24. – С. 168 – 172.

5. Поуп А. Аэродинамические трубы больших скоростей / А. Поуп, К. Гойн – М.: Мир, 1968. – 503 с.

6. Писаренко Г. С. Аэродинамическое демпфирование колебаний лопаток турбомашин / Г. С. Писаренко, А. А. Каминер. – К.: Наук. думка, 1991. – 304 с.

Поступила в редакцию 01.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Зиньковский А.П., Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев.

Для можливості переносу результатів експерименту на натуру необхідно дотримувати подоби досліджуваних явищ. На основі критеріїв подоби при моделюванні нестационарного обтікання коливних лопаток та вимог методики виміру нестационарних аеродинамічних навантажень на коливних профілях решітки отримано критеріальні залежності основних параметрів стенда, включаючи розміри та параметри коливань профілів. Проведено аналіз отриманих залежностей на прикладі моделювання робочого колеса першого ступеня компресора низького тиску ГТД для максимального тривалого режиму й режиму польотного малого газу. Показано необхідність підвищення витрати повітря шляхом установки додаткового нагнітача. Необхідно також удосконалити систему збудження коливань профілів з метою підвищення її частоти.

For application of experimental results it is necessary to observe similarity of the researched phenomena. On the basis of similarity criteria for modelling of non-stationary flow around oscillating blades and requirements of a technique for non-stationary aerodynamic loadings measurement on oscillating cascade the criterial dependences for key parameters of the stand, sizes and parameters of airfoils oscillations are received. The analysis of the received dependences by the example of modelling the first stage rotor of low-pressure compressor at the maximal and throttling regimes of gas turbine engine is carried out. Necessity of increase of the air flow rate by installation of an additional supercharger is shown. Also it is necessary to improve system of excitation of airfoil oscillations with the purpose of frequency increase.

УДК 621.793.6:669.245

Н.В.Можайская¹, А.И.Рыбников¹, Л.Б.Гецов¹, Г.Д. Пигрова¹, Н.В.Дашунин²,
ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, ²ООО «Мострансгаз», Россия

ОПЫТ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТАЦИОНАРНЫХ ГТУ НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ.

ЧАСТЬ 4. ТЕРМОУСТАЛОСТНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГТУ

Рассматриваются результаты исследований причин повреждения турбинных направляющих лопаток стационарных ГТУ, эксплуатирующихся на КС магистральных газопроводах России. Такой причиной является образование трещин термической усталости. Установлено, что во время эксплуатации в средней части пера направляющих лопаток турбины ГТН-6 имеют место участки нагрева до температур, недопустимых для применяемого материала. Покрытия на лопатках обеспечивают резкое увеличение их ресурса. Рекомендуется проведение замены материала на сплав с более высоким сопротивлением термической усталости.

Турбинные лопатки, диагностика, структура металла, продление ресурса, ремонтпригодность, скорость роста трещин.

Введение

В настоящее время термоусталостные повреждения лопаток энергетических стационарных ГТУ при длительной эксплуатации происходят достаточно часто, поскольку расчеты термоусталостной прочности в процессе проектирования и доводки машины, как правило, не проводятся или проводятся с использованием формулы универсального наклона Мэнсона, не позволяющей адекватно описывать условия разрушения при высоких температурах.

В настоящее время на компрессорных станциях газопроводов ООО «Мострансгаз» работает большое количество газотурбинных агрегатов ГТ-6-750 (КС «Черемисиново», «Елецкая») и ГТН-6 (КС «Курск») производства УТМЗ. Для этих агрегатов одной из эксплуатационных проблем является образование трещин на кромках профильной части направляющих лопаток I ступени ТВД (см. рис. 1).

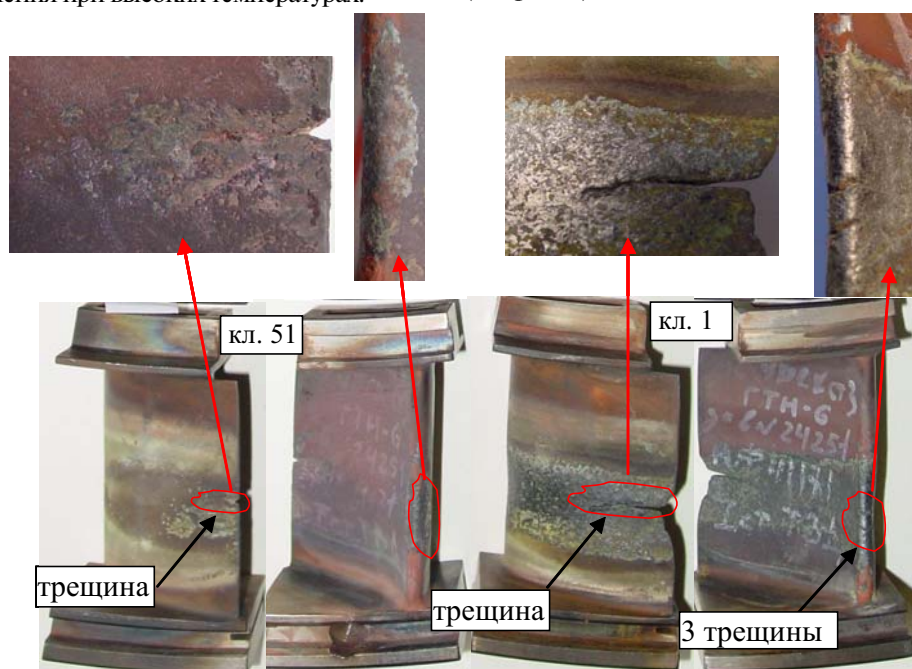


Рис.1. Внешний вид НЛ 1 ст. ТВД ГТН-6, КС «Курск», ст. №3 (наработка 41171 ч)

Лопатки изготавливались из широко применяемого в стационарном газотурбостроении литого сплава на никелевой основе марки ЭИ893Л. Большинство лопаток эксплуатируются без нанесения на них защитных покрытий.

Целью настоящего исследования являлось установление причин образования трещин и разработка рекомендаций по их предотвращению. Исследовались лопатки с наработкой 11655, 15000, 19018, 41171 и 48402 ч.

Металлографические и фрактографические исследования лопаток. По всему обводу пера в среднем сечении этих лопаток наблюдается довольно глубокое внутреннее окисление металла: на входной кромке — до 700 мкм, на выходной — до 500 мкм, в результате чего металл выходной кромки на участке протяженностью 5 мм на всю толщину пронизан оксидами алюминия. Очевидно, что скалывание образовавшихся на поверхности оксидов приводит к утонению пера, но оценить произошедшие потери металла не представляется возможным.

По цвету поверхности можно выделить четыре характерные области: коричневая (1), зеленая (2), темно-коричневая с коррозионными язвами (3) и изъязвленная черная блестящая (4).

Изменение толщины слоя оксидов и поверхностного обезлегированного слоя в зависимости

от длительности эксплуатации лопаток характеризуется следующими значениями, в мкм.

Таблица 1

Область		14000	19018	41171
1	оксиды	4-6	6-10	
	обезлег. слой	8-11	15-18	23-28
2	оксиды		30-35	
	обезлег. слой		35-45	65-75
3	оксиды		70	
	обезлег. слой		75	
4	оксиды			250-275
	обезлег. слой			565-600

Проведенные исследования позволили установить закономерности процесса окисления металла пера лопаток из сплава ЭИ893Л. Установлено, что цвет четырех выделенных областей поверхности вызван различиями в процессах окисления, протекающих в поверхностном слое металла этих областей.

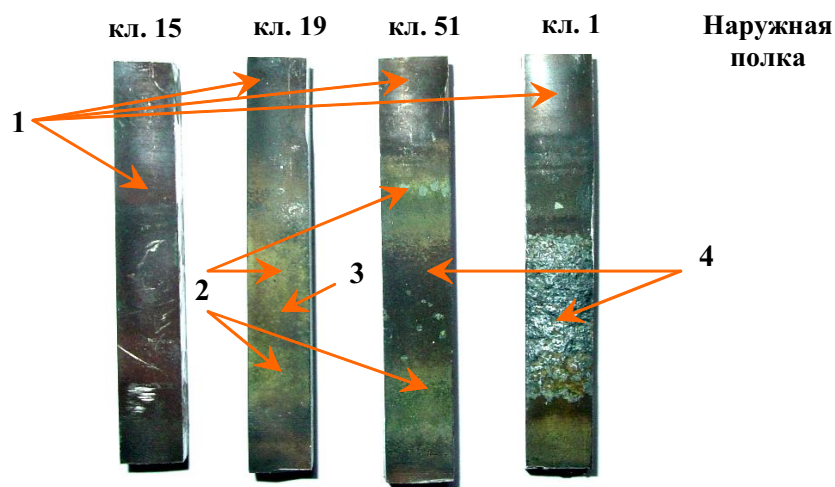


Рис. 2. Различный характер коррозионного повреждения поверхности в зависимости от условий и длительности эксплуатации

1. На участках пера, имеющих **гладкую коричневую поверхность**, образуется поверхностная защитная пленка, в основном состоящая из оксида $(Cr, Fe, Al)_2O_3$, и шпинели на основе $Ni (Cr, Al)_2O_4$. При этом происходит прямое превращение металла в окисел, под которым формируется обезлегированный слой, что приводит к уменьшению площади поперечного сечения неповрежденного металла и, следовательно, к увеличению термических напряжений.

2. Металл областей с **зеленым цветом** поверхности окисляется с преимущественным образованием на поверхности оксида типа шпинели M_3O_4 — это оксид на основе $Ni (Cr, Al)_2O_4$, под которым начинается процесс внутреннего окисления с образованием мелких оксидов Al_2O_3 . Это, помимо уменьшения способности нести нагрузку, вводит концентраторы напряжения, и, как следствие, уменьшает сопротивления термоусталости.

3. На поверхности областей, имеющих **темно-коричневый цвет с коррозионными язвами**, установлены оксидные фазы типа NiO , M_3O_4 , M_2O_3 , в металле под слоем оксидов происходит интенсивное внутреннее окисление вдоль границ зерен и скалывание слоя оксида. Отслаивание во время эксплуатации приводит к дальнейшему окислению с более высокой скоростью.

4. Утонение пера лопатки на участке, имеющем **черную блестящую поверхность**, вызвано интенсивным окислением металла и потерей защитных оксидов, как в результате скалывания, так и в результате испарения оксида Cr_2O_3 , летучего при температурах выше 1000°C . Это обедняет сплав хромом и способствует более высоким скоростям окисления. Такое состояние связано с преимущественным образованием оксида никеля (NiO). В результате эта область металла наиболее подвержена термоусталостным повреждениям.

Основным фактором, определяющим характер протекания процесса окисления поверхности, является температура. Анализ микроструктуры и фазового состава металла позволил определить местоположение различных температурных зон по поверхности пера.

Для определения количества основной упрочняющей фазы данного сплава - γ' -фазы использованы как образцы из наружной и внутренней полок лопатки, так и образец, вырезанный из средней части пера лопатки вдоль продольного направления. В таблице 2 приведены полученные данные по количеству фазы для всех исследованных образцов.

Таблица 2

Количество γ' -фазы в металле исследованных лопаток

Наработка, ч	КС, лопатка	Зона лопатки	γ' -фаза, %
41171	Курск, лоп. 14	Наружная полка	9,0
		Перо	1,0 – 12,0
	Курск, лоп. 51	Наружная полка	8,0
		Перо	9,5
15000	Елец, лоп. 15	Наружная полка	8,0
		Перо	11,5
11 655	Елец, лоп. А	Наружная полка	9,0
		Перо	11,5

Из таблицы видно, что количество γ' -фазы в области 4 пера снижается до 1%, что свидетель-

ствует о перегреве металла до $900...1000^\circ\text{C}$. Это сопровождалось резким уменьшением твердости в этой части лопатки (см. рис. 3)

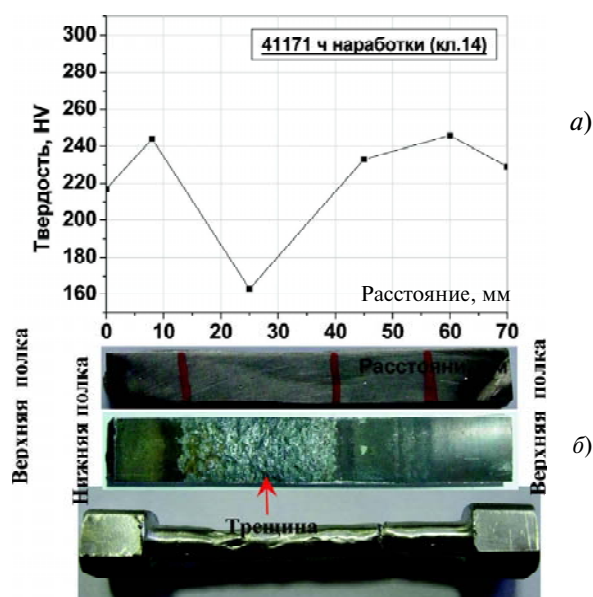


Рис. 3. Изменение микротвердости по высоте пера исследованных лопаток

Стенки трещин, образовавшихся как на входной, так и на выходной кромке, интенсивно окислены; степень окисления соседних трещин различна, что свидетельствует о неодновременном возникновении трещин и об относительно медленном их развитии.

Проведенный анализ полученных результатов исследования позволил сделать следующие предположения о характере образования и распространения трещин в сопловых лопатках установок ГТН-6, изготовленных из сплава ЭИ893Л без покрытий. Будем исходить из следующих положений:

1. На лопатках образуется растущий со временем слой оксидной пленки разного состава, который в основном является хрупким. Поэтому при пусковых режимах в нем сравнительно легко (всего за несколько циклов) могут образовываться термоусталостные трещины в местах лопатки, где возникают максимальные напряжения, т.е. на кромках.

2. Величина размаха напряжений (деформаций) за цикл тем больше, чем выше температура металла. Таким образом трещины могут возникать скорее в наиболее нагретых зонах лопатки.

3. В связи с ограниченным числом пусков период цикла достаточно большой, чему соответствует межзеренное распространение термоусталостных трещин.

4. Чем толще слой оксидов, тем больше длина образующихся трещин.

5. В зависимости от состава оксидной пленки она обладает различной пористостью и различными способностями препятствовать коррозионному расширению трещин.

6. Используя аппарат механики разрушения можно утверждать, что при одинаковых размахах напряжений микротрещины будут распространяться в основной металл только в случае, когда толщина оксидной пленки (длина микротрещины) превышает то, которому соответствует критическое значение размаха коэффициента интенсивности напряжений ΔK_{th} .

7. По мере роста трещин в основном металле их рост тормозится и скорость роста может стать равной нулю на расстоянии, где размах коэффициента интенсивности напряжений $\Delta K(\sigma, l)$ будет меньше критического значения этого размаха ΔK_{th} .

Таким образом, распространение тонких трещин из оксидного слоя в основной металл зависит как от толщины оксидного слоя, так и уровня температур, влияющего на величину размаха напряжений за цикл.

Поэтому главными параметрами, влияющими на распространение трещин в основном металле, являются толщина оксидной пленки и уровень температур, определяющий величину размаха напряжений.

Следует отметить, что тонкие микротрещины могут не выявляться используемыми на КС методами цветной дефектоскопии. Следует также отметить, что определенные коррективы в рассмотренную модель вносит образование на лопатках обезлегированного слоя, который, как известно из работы [1], снижает сопротивление термической усталости в зависимости от его толщины.

Выводы

Проведенные исследования направляющих лопаток ГТН-6 из сплава ЭИ893Л позволяют сделать следующие выводы.

1. Установлены закономерности образования оксидной пленки во время эксплуатации разной длительности, заключающиеся в изменении ее состава и толщины в зависимости от локальной температуры металла и длительности эксплуатации.

2. Образующиеся трещины имеют характер разрушения от термической усталости и скорость их роста уменьшается по мере удаления от кромок лопаток.

3. Установлена взаимосвязь условий образования трещин термической усталости и локальных областей высоких температур, идентифицируемых по цветам.

4. Предложен механизм образования трещин термической усталости.

5. Обследование НЛ с плазменным покрытием Co-Ni-Cr-Al-Y, проведенное на КС «Елец», показало отсутствие на них трещин после наработки 48402 ч.

Заключение

1. Установлено, что обнаруженные трещины вызваны термоциклическими нагрузками. В условиях, имеющих место в процессе эксплуатации перегревов пера лопаток, наблюдается разупрочнение материала и снижение его термоусталостной прочности в условиях образования обезлегированной зоны.

2. Сопоставление характера образовавшихся трещин в направляющих лопатках ГТН-6 и ГТН-6-750 с результатами ранее проведенных исследований позволяет утверждать следующее:

3. Обнаруженные трещины образовались вследствие термической усталости материала в условиях высоких термоциклических напряжений при пусках и остановах машин.

4. Термической усталости материала лопаток способствовали наблюдавшиеся при эксплуатации забросы температур, вызвавшие образование коррозионно-поврежденного поверхностного слоя.

5. Для увеличения срока службы направляющих лопаток можно рекомендовать мероприятия по уменьшению напряжений при пусках и остановах машин, предупреждение забросов температур и уменьшение окружной неравномерности температур путем совершенствования системы управления ГТУ, а также нанесение на лопатки надежных защитных покрытий.

6. В качестве мероприятий по увеличению ресурса лопаток могут быть также использованы:

- замена материала на материал с большей жаростойкостью и термопрочностью;

- периодическое восстановление плазменного покрытия CoCrNiAlY, с целью обеспечения требуемого ресурса лопаток 25000 ч;

- использование других высокотемпературных покрытий (выбор состава и оптимальной технологии нанесения);

Лопатки с трещинами глубиной до 5...6 мм могут быть допущены в дальнейшую эксплуатацию длительностью до 5000...8000 ч при условии предупреждения забросов температур.

Литература

1. Getsov L.B., Rybnikov A.I., Krukovski P.G., Kartavova E.S. De-alloying and fatigue of high temperature alloys used for gas turbine blades. Materials at high temperature, v.13, №2, 1995, — P.81–86

Поступила в редакцию 01.08.08

Розглядаються результати досліджень причин ушкодження турбінних напрямних лопаток стаціонарних ГТУ, що експлуатуються на КС магістральних газопроводах Росії. Такою причиною є утворення тріщин термічної втоми. Установлено, що під час експлуатації в середній частині пера напрямних лопаток турбіни ГТН-6 мають місце ділянки нагрівання до температур, неприпустимих для застосовуваного матеріалу. Покриття на лопатках забезпечують різке збільшення їхнього ресурсу. Рекомендується проведення заміни матеріалу на сплав з більш високим опором термічній утомі.

Results of researches of the reasons of damage of turbine guide blades of stationary GTE, maintained on CS the main gas pipelines of Russia are considered. Such reason is formation of cracks of thermal fatigue. It is established, that during operation in an average part of a feather of guide blades of turbine GTN-6 sites of heating to temperatures, inadmissible for an applied material take place. Coatings on the guide blades provide sharp increase in their resource. Carrying out of replacement of a material on an alloy with higher resistance of thermal fatigue is recommended.

УДК 621.438

А. А. Ермолаев, В. В. Кривоносова
ОАО «Силовые машины», филиал «Ленинградский металлический завод»,
Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И СОПОСТАВЛЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТЭ-65

В настоящее время на ТЭЦ 9 Мосэнерго идет подготовка к пуско-наладке головного образца ГТЭ-65 энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности. Наиболее ответственные узлы новой ГТУ прошли стендовые испытания. В том числе выполнены теплогидравлические испытания охлаждаемых лопаток турбины. Для верификации расчетных моделей выполнено сопоставление расчетной расходной характеристики и результатов расчетного моделирования температурного поля пера лопатки с данными теплогидравлических испытаний на экспериментальном стенде. Расчетное температурное поле пера лопатки получено в результате решения сопряженной задачи течения и теплообмена в коммерческом коде Fluent.

Термометрирование, расходная характеристика, гидравлический расчет, вычислительная газодинамика, сопряженная задача теплообмена, температурные поля.

Введение

При создании высокотемпературных газотурбинных установок большое внимание приходится уделять достаточно надежному определению температурного состояния деталей горячего тракта (камеры сгорания и турбины). К настоящему времени известны различные по качеству описания процесса методы расчета температурного состояния узлов от полуэмпирических до трехмерных решений сопряженных задач теплообмена. Выбор необходимого метода определяется наличием у исполнителей сертифицированных программных продуктов, а также необходимыми вычислительными ресурсами для проведения расчетов, особенно критичными в случаях, требующих вариантных оценок конструктивного исполнения данных узлов.

В представленных ниже материалах предлагается подход, обладающий, с одной стороны, достаточной точностью конечного предсказания результата, а с другой, требующий ограниченных вычислительных ресурсов.

Для оценки достоверности результатов использованы результаты экспериментального термометрирования тестируемого узла, что делает полученные выводы достаточно объективными.

1. Экспериментальные исследования охлаждаемых лопаток

ГТЭ-65 высокотемпературная газотурбинная установка с тремя ступенями охлаждаемых лопаток. На экспериментальном стенде ЦКТИ исследовались охлаждаемые лопатки первой и второй ступени турбины. Стенд обеспечивает давление на входе в пакет до 6 бар, расход газа через экспериментальный пакет лопаток до 6 кг/с с температурой 1000 °С. На рисунке 1 приведена схема стенда.

Программа испытаний второй сопловой лопатки, разработанная инженерами ЛМЗ и ЦКТИ, включает два этапа: холодные продувки и теплогидравлические испытания лопатки. В результате холодных продувок (гидравлические испытания) получена опытная расходная характеристика полости лопатки в сборке (с дефлектором) в изотермических условиях. В ходе горячих теплогидравлических испытаний лопатки на различных режимах по температуре газа и расходу охлаждающего воздуха выполнено термометрирование лопатки.

В экспериментальном пакете из 3-х лопаток центральная лопатка оснащена 14-ю термопарами, расположенными в среднем сечении. В нее

подведен охлаждающий воздух. Крайние лопатки пакета оснащены 10-ю отборами давления. На входе в пакет измерялось полное давление и полная температура, на выходе статическое давление потока.

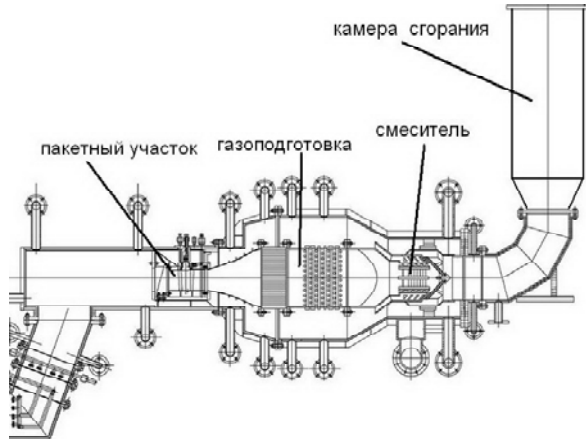


Рис. 1. Общий вид стенда теплогидравлических исследований

В ходе эксперимента регистрировались режимные показатели (полная температура и давление на входе и статическое давление на выходе, температура и расход охлаждающего воздуха), показания термопар и датчиков давления. Оснащение опытных лопаток термопарами и сборка в экспериментальный пакет, состоящий из направляющих, опытных и спрямляющих лопаток, выполнено в ЦКТИ. На рисунке 2 показаны препарированные сопловые лопатки второй ступени турбины.



Рис. 2. Препарированные лопатки

2. Сопоставление расчетных данных с результатами эксперимента

При разработке конструкции полости лопаток ГТЭ-65 была разработана гидравлическая модель системы охлаждения лопатки и CFD-модель для анализа температурного поля пера лопатки.

Стендовые испытания лопатки позволили провести идентификацию гидравлической и CFD-модели, и подтвердить корректность расчетов, выполненных ранее [2, 3].

2.1. Верификация гидравлической модели второй сопловой лопатки

Расчет расхода охлаждающего воздуха по гидравлической модели каналов охлаждения в полости лопатки выполнен с использованием программы «Thermal&Hydraulic analysis» (ТНА), разработанной как приложение к программе AutoCad [1]. Гидравлическая схема системы охлаждения лопатки представляется в виде графа. В результате итерационного процесса по специальному алгоритму достигается выполнение баланса расходов в узлах графа при заданных значениях давления и температуры во внешних узлах. На рисунке 3 показаны геометрическая и гидравлическая модели лопатки.

Сопловые лопатки второй ступени имеют дефлекторную схему охлаждения. Стенка дефлектора и горизонтальные ребра на стенке в полости лопатки создают узкие каналы для течения охлаждающего воздуха. За дефлектором в полости лопатки расположена вихревая матрица. Следом за матрицей штырей расположены столбики-турбулизаторы. Выходная щель лопатки загорожена горизонтальными ребрами-перемычками. Для верификации гидравлической модели лопатки выполнены гидравлические расчеты с граничными условиями, соответствующими режимам эксперимента.

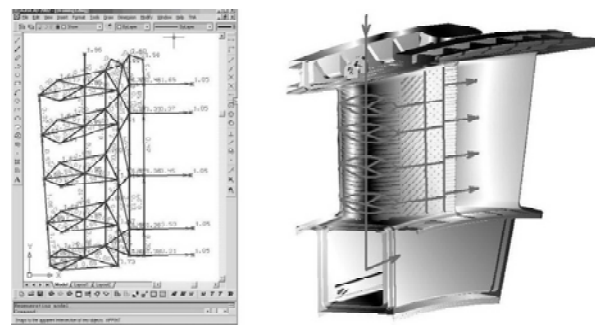


Рис. 3. Геометрическая и гидравлическая модель лопатки

На рисунке 4 представлено сопоставление расчетной и экспериментальной расходной характеристики лопатки.

Данное сопоставление показало, что разработанная гидравлическая модель лопатки имеет достаточную точность и адекватность, что подтверждает значение расхода воды, заданное в чертежах для проливки серийных лопаток.

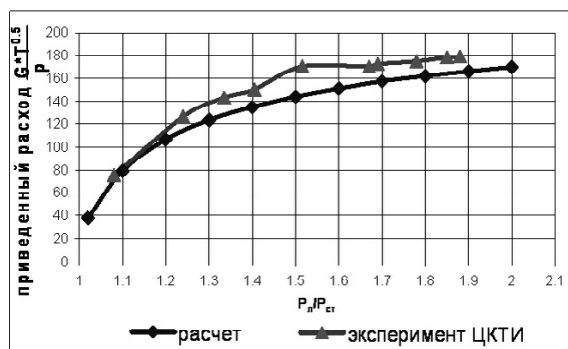


Рис. 4. Сопоставление экспериментальной и расчетной расходной характеристики сопловой лопатки турбины ГТЭ-65 в изотермических условиях

2.2. Верификация CFD-модели второй сопловой лопатки

Расчет температурного поля сопловой лопатки второй ступени выполнен с использованием коммерческого программного комплекса Fluent. Расчетная сетка 3D CFD-модели лопатки блочная, структурированная, разработана в сеточном препроцессоре Gambit. Для построения структурированной сетки и обеспечения подробного моделирования области вблизи стенок лопатки расчетная область межлопаточного канала разбита на 9 блоков. Неструктурированная сетка использована для моделирования объема корневой и периферийной полки лопатки. Между структурированной и неструктурированной сеткой наложены интерфейсные связи.

На рисунке 5 представлена расчетная область. Расчетная область содержит пространство одного межлопаточного канала и твердотельную модель сопловой лопатки с полками. Общий размер сетки – 5374 тыс. ячеек. Объем межлопаточного канала содержит 2846 тыс. ячеек.

Моделирование течения в венце сопловых лопаток обеспечено наложением условий периодичности на торцевые поверхности расчетной области.

Для моделирования турбулентного течения в математической модели использована система из уравнения неразрывности, движения и энергии в форме Рейнольдса, замкнутая полуэмпирической моделью турбулентности. В систему уравнений включено уравнение вязкого тепла. В теле лопатки решено уравнение теплопроводности. В полости лопатки приложены граничные условия теплообмена III рода, полученные по результатам гидравлического расчета. Температурное поле пера лопатки получено в результате решения сопряженной задачи теплообмена.

Расчет теплового состояния пера лопатки на номинальном и экспериментальном режиме выполнен на одной сеточной модели.

В расчете, моделирующем сопряженный теплообмен на номинальный режим, газодинамические граничные условия (полное давление, тем-

пература на входе, статическое давление на выходе) заданы в виде эпюры с радиальной неравномерностью в соответствии с результатами осесимметричного расчета течения газа в проточной части турбины. Граничные условия теплообмена в полости лопатки заданы по результатам гидравлического расчета системы охлаждения лопатки. Уравнения Рейнольдса замкнуты Realizable к-ε моделью турбулентности с улучшенной пристеночной функцией (Enhanced Wall Treatment). Значение y^+ в диапазоне от 1 до 5.

Для верификации CFD модели выполнен расчет течения и теплообмена на одном из экспериментальных режимов.

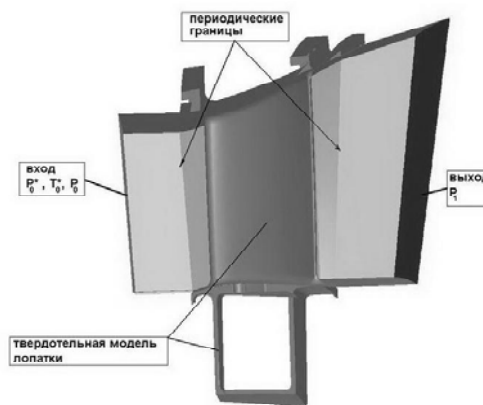


Рис. 5. Расчетная область второй сопловой лопатки

Для расчета выбран режим с наибольшей разницей температуры рабочего газа и охлаждающего воздуха. Граничные условия на входе и выходе из межлопаточного канала заданы в соответствии с данными из протоколов замеров. Граничные условия теплообмена в полости лопатки заданы по результатам гидравлического расчета системы охлаждения лопатки на выбранном режиме. Уравнения Рейнольдса замкнуты SST к-ω моделью турбулентности с опцией Transitional Flows. Значение y^+ в диапазоне от 0,2 до 2.

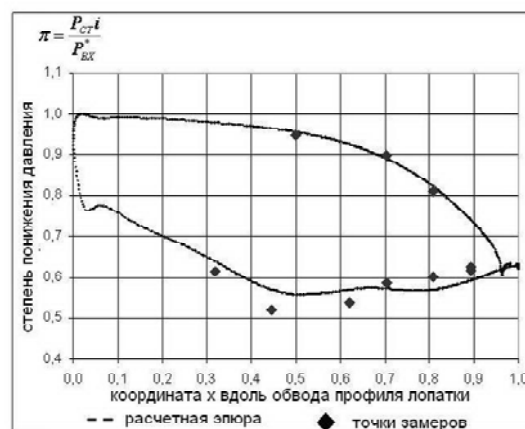


Рис. 6. Расчетная и экспериментальная эпюра давления вдоль обвода профиля

Сопоставление расчетной эпюры давления с экспериментальными замерами, представленное на рисунке 6, показало хорошее совпадение и свидетельствует о хорошем совпадении полей скоростей вдоль обвода профиля лопатки в расчетном и стендовом эксперименте.

На рисунке 7 приведено сопоставление расчетных и экспериментальных значений эффективности охлаждения. Сопоставление эффективности охлаждения, полученной по результатам эксперимента с расчетными данными показало, что точность расчета составляет 0,02 – 0,04, то есть точность моделирования температурного поля 5 % составляет.

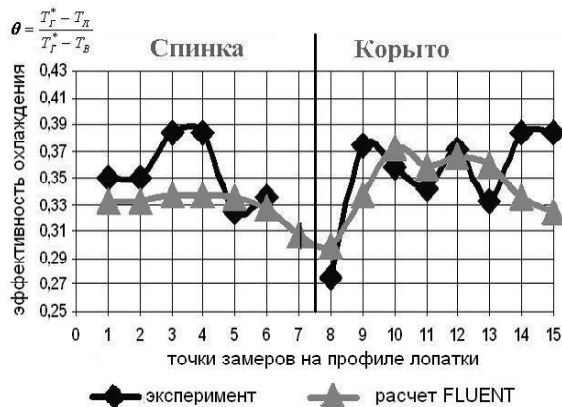


Рис. 7. Расчетная и экспериментальная эффективности охлаждения

По результатам расчета на номинальном режиме были сформированы граничные условия и выполнен расчет теплового состояния второй сопловой лопатки в программе ANSYS для дальнейшего прочностного анализа. На рисунке 8 показано температурное поле второй сопловой лопатки, полученное в расчете в комплексе Fluent и восстановленное в комплексе ANSYS.



Рис. 8. Поле температуры пера лопатки, по расчету в Fluent и восстановленное в ANSYS

Заключение

В настоящее время существует большое количество примеров решения задач внешнего и внутреннего теплообмена охлаждаемых лопаток средствами вычислительной газодинамики [6, 8].

Во многом это исследовательские расчеты, в которых выполняются моделирование и верификация по экспериментальным данным одного эффекта. Развитие вычислительной техники позволяет ставить более сложные задачи, и моделировать условия теплообмена на внешней поверхности лопатки и в каналах охлаждения [4, 5, 7]. Это требует большого объема расчетной модели и контроля результатов расчета теплообмена не только по внешнему профилю, но и по внутренней полости лопатки. Поэтому в представленной работе не решалась CFD-задача течения и теплообмена в полости лопатки. Это позволило разработать подробную сетку в межлопаточном канале и обеспечить моделирование пограничного слоя с y^+ близким к 1. Граничные условия теплообмена в полости лопатки получены из одномерного гидравлического расчета.

Выполненная в настоящей работе идентификация теплового состояния соплового аппарата турбины подтвердила в сравнении с результатами прямого термометрирования достаточную точность конечной оценки при использовании трех программных продуктов. Полученное подтверждение достаточной точности оценки позволяет проводить в дальнейшем оценку теплового состояния узла при натурных параметрах с учетом реальных условий его работы в установке (уровню турбулентности в проточной части, наличию радиальной и окружной эпюры температур).

Литература

1. Тарасов А.И. Thermal&Hydraulic analysis (ТНА) Анализ теплового состояния охлаждаемых энергетических объектов. Руководство пользователя. Часть 2. Гидравлическое сопротивление и теплообмен в каналах гидравлической сети, 2005.
2. Техническая справка №3650045PP 3D расчет теплового поля второй сопловой лопатки турбины ГТЭ-65 в сопряженной постановке. — ОАО «СМ» филиал «ЛМЗ», 2005.
3. Техническая справка №3650135PP Обработка результатов теплогидравлических испытаний 2СЛ лопатки турбины ГТЭ - 65 на стенде ЦКТИ. — ОАО «СМ» филиал «ЛМЗ», 2007.
4. Круковский П.Г., Юрченко Д.Д., Полубинский А.С., Яцевский В.А., Чепаскина С.М. Верификация трехмерной CFD-модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке // Промышленная теплотехника, 2005, т. 27. — №1. — С. 17–25
5. Круковский П.Г., Юрченко Д.Д., Яцевский В.А. Трехмерный CFD-анализ гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке (Часть 2 Теплообмен) // Промышленная теплотехника, 2005, т. 27. — №6. — С. 16–26.

6. Munic F., Ljungkruna L. Numerical Simulations of Heat transfer and Fluid Flow for a Rotating High-Pressure Turbine, ASME GT2006-90016.

7. Jiang Luo, Razinsky Eli H. Conjugate Heat Transfer Analysis of a Cooled Turbine Vane Using the V2F Turbulence Model, ASME GT2006-91109.

8. Prediction of Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels With 45-

deg Rib Turbulators, ASME J. Turbomach., Vol. 124, April 2002, PP 242–250.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, главный конструктор газовых турбин Лебедев А. С., ОАО «Силовые машины» филиал «Ленинградский металлический завод», г. Санкт-Петербург.

У теперішній час на ТЕЦ 9 Мосенерго йде підготовка до пуско-налагоджування головного зразка ГТЕ-65 — енергетичної газотурбінної установки середнього класу потужності. Найбільш відповідальні вузли нової ГТУ пройшли стендові випробування. Зокрема виконано теплогідравлічні випробування охолоджуваних лопаток турбіни. Для верифікації розрахункових моделей виконано співставлення розрахункової витратної характеристики і результатів розрахункового моделювання температурного поля пера лопатки з даними теплогідравлічних випробувань на експериментальному стенді. Розрахункове температурне поле пера лопатки одержано в результаті розв'язування сполученої задачі течії та теплообміну в комерційному кодї Fluent.

Lead unit GTE-65 is power generation gas turbine in mid class capacity now is being prepared for commissioning at CHP plant 9 of Mosenergo utility. Most crucial components of the new gas turbine have gone through bench testing, including thermal-and-hydraulic tests of cooled blades. Comparison of designed flow characteristic and results of designed modeling temperature field of blade airfoil with data of thermal-and-hydraulic testing with using experimental test rig was performed in order to verify designed models. Designed temperature field of blade airfoil was obtained due to solution of conjugated task for flow and heat transfer in commercial code FLUENT.

УДК 534.282+620.178.5:62-226.2

В.М. Меркулов, Ю.В. Якушев
ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ НА СИЛУ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ С ПЛОСКИМИ БОКОВЫМИ ТОРЦАМИ

Рассмотрен подход к оценке влияния точности изготовления отдельных элементов лопаток и диска турбины на силу контактного давления между бандажными полками. Бандажные полки лопаток имеют плоские боковые стороны, по которым происходит контакт при образовании замкнутой кольцевой связи. Учитываются основные факторы, вызывающие изменение крутящего момента пера, действующего на бандажную полку и отклонения размеров, определяющих положение полок относительно диска. Приведены результаты анализа выполненных расчетов.

Рабочее колесо, рабочая лопатка, бандажная полка, контактная поверхность, угол закрутки пера, сила контактного давления, точность изготовления, смещение полки.

1. Введение

В современном турбостроении широко применяются рабочие лопатки турбин с бандажными полками, что позволяет повысить экономичность турбомашин, повысить их надежность и ресурс.

В настоящее время в практике конструирования рабочих лопаток турбин наряду с широко известными Z-образными бандажными полками начали находить применение рабочие лопатки с бандажными полками, имеющими плоские боковые торцы, по которым происходит контакт (так называемые беззиговые бандажные полки). Известно, что основным параметром, характеризующим уровень кольцевой бандажной связи, является сила контактного давления между полками. Она сильно влияет на вибрационную прочность рабочего колеса и износ контактных поверхностей бандажных полок в процессе эксплуатации. Поэтому представляет интерес определить влияние на ее величину таких конструктивно-технологических факторов как точность изготовления лопаток и диска для этого типа бандажной связи.

В данной работе сделана попытка оценить влияние точности изготовления отдельных элементов лопаток и диска на напряженность контактных поверхностей беззиговых бандажных полок.

2. Решение поставленной задачи

Рассмотрим рабочее колесо турбины (рис. 1, 2) в системе координат $x y z$, где z — радиальная ось колеса; x — ось расположенная в плоскости симметрии паза диска; y — ось перпендикулярная осям x и z .

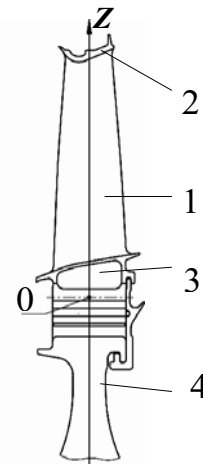


Рис.1. Вид рабочего колеса турбины в разрезе

Колесо содержит лопатки 1 с бандажными полками 2, взаимное положение которых в колесе

определяется контактными поверхностями К, расположенными под углом β относительно плоскости вращения и образующими замкнутую кольцевую связь. Хвостовики лопаток установлены в пазы диска 4, выполненные под углом α к оси вращения.

Дополнительно введена прямоугольная система координат k, y , в которой ось перпендикулярна к контактной поверхности К.

На рис. 2 показаны размеры, определяющие положение бандажной полки в колесе. Размер $(b + \Delta b)$ определяет при изготовлении положение рассматриваемой полки в направлении оси k .

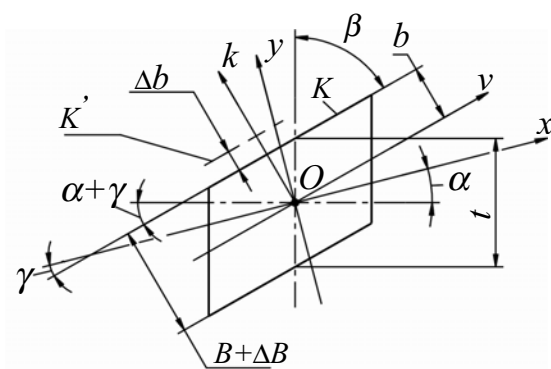


Рис. 2. Вид сверху на бандажную полку

Так как по поверхностям К лопатки устанавливаются с натягом, то размер $(B + \Delta B)$ определяет закрутку пера на угол φ . Учитывая, что $\beta = 90^\circ - (\gamma + \alpha)$ находим

$$\frac{B + \Delta B}{t} = \sin(\beta + \Delta\varphi_B), \quad (1)$$

где t – расстояние между бандажными полками лопаток в колесе; $\Delta\varphi_B$ – изменение угла закрутки пера лопатки, вызванное отклонением размера B .

С достаточной степенью точности можно считать, что угол $\Delta\varphi_B$ является малой величиной, то есть

$$\sin(\beta + \Delta\varphi_B) \approx \sin \beta + \Delta\varphi_B \cos \beta$$

Так как $\frac{B}{t} = \sin \beta$, то после преобразования зависимости (1) получаем

$$\sin \Delta\varphi_B = \frac{\Delta B}{\cos \beta}$$

Откуда

$$\Delta\varphi_B = \arcsin \frac{\Delta B}{t \cos \beta}. \quad (2)$$

Кроме размера $(B + \Delta B)$ на угол φ будет оказывать влияние отклонение на угловое расположение паза диска $\Delta\alpha$, а также отклонение на угловое расположение контактных поверхностей $\Delta\gamma$.

Таким образом, $\Delta\varphi = \Delta\varphi_B + \Delta\alpha + \Delta\gamma$.

На бандажные полки лопаток действует крутящий момент $M = G\varphi$, где G – жесткость лопатки на кручение пера [2].

Если M_H – номинальный крутящий момент пера лопатки, действующий на бандажную полку, а ΔM – отклонение момента M_H , вызванное отклонением размеров пера, влияющих на его жесткость, на кручение, то можно найти момент M с учетом отклонений размеров пера и размеров α, γ и B

$$M = (M_H + \Delta M) + (M_H + \Delta M) \frac{\Delta\varphi_B + \Delta\alpha + \Delta\gamma}{\varphi_H}$$

или после преобразования этой зависимости

$$M = (M_H + \Delta M) \left(1 + \frac{\Delta\varphi_B + \Delta\alpha + \Delta\gamma}{\varphi_H} \right), \quad (3)$$

где φ_H – номинальный угол закрутки.

Рассмотрим влияние отклонения Δb размера b на положение бандажной полки.

При размере $(b + \Delta b)$ боковой торец полки до установки лопатки в колесо занимает положение K_1 , а после установки положение K . При этом полка переместится в направлении оси k на величину Δb .

Из других параметров, влияющих на напряженность контактных поверхностей, следует отметить:

Δx_H – смещение бандажной полки в направлении оси x , вызванное наклоном рабочих поверхностей зубьев паза диска;

Δy_C — смещение бандажной полки в направлении оси y , вызванное взаимным смещением левой и правой гребенок паза диска;

Δt — погрешность расположения пазов диска;

Δk_y — смещение бандажной полки в направлении оси k из-за изгиба лопатки в поле центробежных сил, вызванного смещением сечений пера и отклонениями размеров бандажной полки;

$\overline{F_k}$ — сила, которую необходимо приложить к бандажной полке в направлении оси k , чтобы вызвать единичное перемещение относительно хвостовика.

Следует также рассмотреть основные факторы, снижающие напряженность контактных поверхностей полок:

δy_L — люфт бандажной полки в направлении оси y , вызванный зазором между хвостовиком лопатки и пазом диска;

δx_n — смещение бандажной полки в направлении оси x за счет перемещения хвостовика лопатки вдоль паза диска.

Рассмотрим, какое смещение бандажной полки в направлении оси k будет давать каждый из выше приведенных параметров при отсутствии соседних лопаток:

— смещение, вызванное наклоном рабочих поверхностей зубьев паза диска

$$\Delta k_H = \Delta x_H \sin \gamma;$$

— смещение, вызванное взаимным смещением левой и правой гребенок паза диска

$$\Delta k_C = \Delta y_C \cos \gamma;$$

— смещение, вызванное погрешностью расположения пазов диска

$$\Delta k_T = \Delta t \cos(\gamma + \alpha);$$

— люфт полки, вызванный зазором между хвостовиком лопатки и пазом диска

$$\delta k_L = \delta y_L \sin \gamma;$$

— смещение полки за счет перемещения хвостовика лопатки вдоль паза диска

$$\delta k_{II} = \delta x_{II} \cos \gamma.$$

Суммарное перемещение полки в направлении оси k будет

$$\Delta k = (\Delta k_H + \Delta k_C + \Delta k_T + \Delta k_{II}) - (\delta k_{II} + \delta k_L) \quad (4)$$

Следует заметить, что для величин, входящих в формулу (4), необходимо учитывать знак (направление смещения). Полученное значение Δk

будет указывать смещение полки по направлению оси k , а знак — направление смещения.

Кроме этого если $|\delta k_{II} + \delta k_L|$ больше $|\Delta k_H + \Delta k_C + \Delta k_T + \Delta k_{II}|$, то Δk необходимо принимать равным нулю. Это значит, что возможное перемещение полки больше действительного.

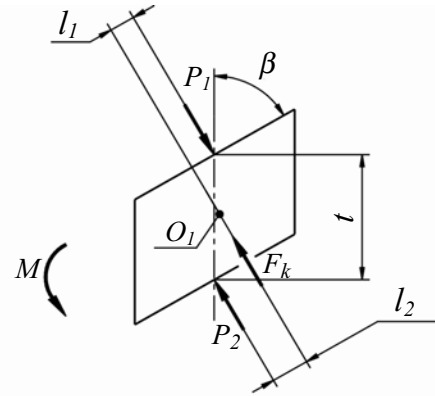


Рис. 3. Схема действующих на полку сил и моментов

Указанные зависимости получены при допущении, что при работе колеса турбины будет происходить перекося хвостовика относительно паза диска.

Для определения суммарной силы F_k , действующей на бандажную полку со стороны пера из-за его деформации необходимо, перемещение Δk умножить на $\overline{F_k}$

$$F_k = \overline{F_k} \cdot \Delta k. \quad (5)$$

Рассмотрим (рис. 2) бандажную полку с приложенными к ней моментом M и силой F_k от пера лопатки. На контактные поверхности полки действуют силы P_1 и P_2 от соседних лопаток.

Из системы уравнений равновесия

$$\begin{cases} P_1 l_1 \sin \beta + P_2 l_2 - M = 0 \\ P_2 + F_k - P_1 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

находим

$$P_1 = \frac{M - F_k l_2}{l_1 + l_2}; \quad P_2 = P_1 - F_k. \quad (8)$$

С достаточной степенью точности можно принять, что $l_1 \approx l_2 \approx \frac{t}{2} \cos \beta$, тогда

$$P_1 \approx P + \frac{F_K}{2}; P_2 \approx P - \frac{F_K}{2}, \quad (9)$$

где $P = \frac{M}{t \sin \beta}$ — сила контактного давления между бандажными полками, найденная при условии, что $F_K = 0$.

Как показали расчеты по влиянию погрешностей изготовления элементов рабочего колеса, имеющего лопатки с плоскими торцами, выполненные для лопаток с различным удлинением значения силы контактного давления между бандажными полками в одном колесе могут отличаться более чем в 2 раза. Как правило, совокупность крайних значений отклонений при изготовлении лопаток и диска не реализуется и этот разброс будет несколько меньше.

Основным фактором, влияющим на разброс силы контактного давления, является отклонение жесткости пера на кручение. В меньшей мере на разброс напряжений влияют отклонения размеров, определяющие положение бандажных полок относительно диска.

3. Заключение

Разработана методика определения силы контактного давления между бандажными полками с плоскими боковыми торцами с учетом точнос-

ти изготовления диска и лопаток. В результате проведенных расчетов по предложенной методике установлено, что величина силы контактного давления в пределах рабочего колеса может изменяться в 2 и более раз. На основании анализа влияния различных отклонений на разброс значений силы контактного давления при проектировании рабочих колес турбин можно более оптимально назначать допуски на изготовление лопаток и диска.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1979, — 702 с.
2. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полок рабочих лопаток турбомашин. — Проблемы прочности, 1982, — №8, — С. 58–60.
3. Меркулов В.М. Ильюшенко Ф.Д. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности // Авиационно-космическая техника и технология, 2006. — №9(35). — С. 86–89.

Поступила в редакцию 30.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Епифанов С.В. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

Розглянуто підхід до оцінки впливу точності виготовлення окремих елементів лопаток і диска турбіни на силу контактного тиску між бандажними полицями. Бандажні полиці лопаток мають плоскі бічні сторони, по яких відбувається контакт при утворенні замкнутого кільцевого зв'язку. Враховуються основні фактори, що викликають зміну крутного моменту пера, діючого на бандажну полицю й відхилення розмірів, що визначають положення полиць щодо диска. Наведено результати аналізу виконаних розрахунків.

An approach for estimating the impact of production tolerances on tenseness of the shroud platforms contact surfaces, when manufacturing separate elements of turbine blades and discs, is taken into consideration. The shroud platforms have plane side faces, over which the contact occurs when the closed annular connection is formed. The results of an analysis of the calculations performed are given. Main factors are taken into account, causing change of the airfoil torque acting on the shroud platform and deviation of dimensions determining the platform positions relative to the disc. The results of an analysis of the calculations performed are given.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

Марценюк Е.В., Олейник А.В., Шимановская Н.А.
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»,
Украина

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАГРУЖЕНИЯ НА РЕСУРС ДИСКА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД

Расчетом методом конечных элементов показано, что в цикле нагружения диска турбины высокого давления компоненты тензора напряжений изменяются непропорционально вследствие динамики температурных напряжений. Анализ нагружения в девиаторном пространстве при ступенчатом изменении режимов двигателя по циклограмме «малый газ максимальный режим малый газ» показал, что учет нелинейности траектории нагружения дает более, чем втрое меньшее значение циклической долговечности, по сравнению с циклом пропорционального (линейного) нагружения с такой же интенсивностью размаха напряжений.

Непропорциональное нагружение, диск турбины, циклическая долговечность, девиаторное пространство.

Повышение требований к точности расчетного определения ресурса газотурбинных двигателей обуславливает необходимость учета влияния на долговечность его деталей повреждающих факторов, ранее не учитывавшихся или учитывавшихся весьма приближенно. Одним из таких факторов является многоосность и непропорциональность изменения компонентов температурных напряжений, возникающих вследствие нестационарности температурного поля детали.

В настоящей работе проводится оценка возможного уменьшения долговечности вследствие непропорциональности нагружения диска турбины высокого давления в цикле «малый газ максимальный малый газ». Оценка опирается на предложенные в работах [1 и 2] более общие критерии малоциклового усталости и методы оценки долговечности при нагружениях, близких к эксплуатационным, опирающиеся на известные результаты экспериментальных исследований двухосной малоциклового усталости металлических материалов.

Для указанного цикла изменения режимов двигателя (рис.1) методом конечных элементов был выполнен расчет динамики температурного состояния и упругий расчет динамики напря-

женного состояния. Продолжительность работы **960 с на максимальном режиме и 2500 с на заключительном режиме «малый газ» обеспечивала установление стационарных температурных

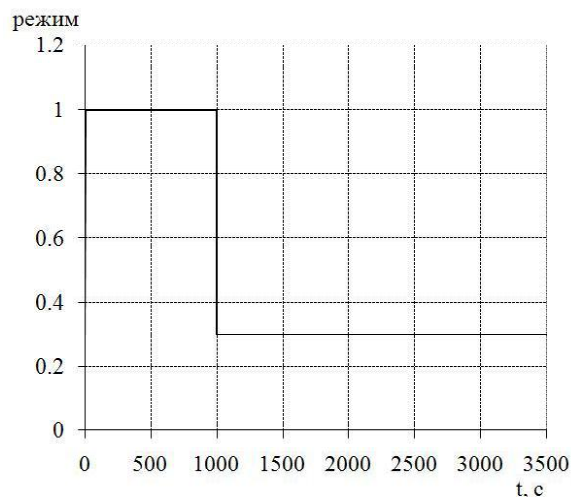


Рис. 1. Расчетная циклограмма нагружения диска

полей на этих режимах и, следовательно, включала моменты возникновения максимальных и минимальных напряжений. В моменты измене-

ния режима двигателя в расчете температурного состояния проводилось ступенчатое изменение граничных условий теплообмена (локальных значений коэффициентов теплоотдачи, температуры газа и охлаждающего воздуха). В расчете напряженного состояния в эти же моменты ступенчато изменялась частота вращения ротора и напряжения на внешней контурной поверхности диска, моделирующие передачу радиального и осевого усилий от рабочих лопаток.

Использовалась осесимметричная конечно-элементная модель, включающая 7 деталей ротора турбины высокого давления (диск рабочего колеса, покрывные диски, участок вала и др.). Участки продольного сечения с периодическим нарушением сплошности материала в окружном направлении (пазы крепления лопаток, отверстия, бобышки и др.) моделировались специальными элементами, эквивалентными по массе, теплопроводности, упругости и другим параметрам. Использовались элементы типа plane 55, plane 42 по классификации работы [3]. Количество элементов в модели равнялось 15633.

На рис. 2 результаты расчетов представлены в виде зависимости от времени интенсивности напряжений в условно «критической» точке диска, в середине его ступичной части

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\sigma_{rz}^2 \right\}^{0.5}, \quad (1)$$

где σ_r , σ_θ , σ_z — радиальная, окружная и осевая компоненты напряжения,
 σ_{rz} — касательное напряжение.

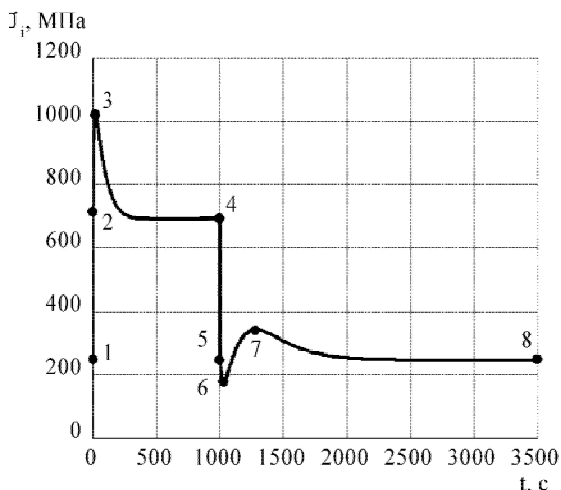


Рис. 2. Изменение интенсивности напряжений в ступице диска

Схематизация процесса изменения интенсивности напряжений по методу полных размахов выделяет в полученных результатах два цикла

изменения напряжений: цикл **I** с параметрами, соответствующими максимальному и минимальному значениям интенсивности напряжений в точках 3 и 6, и цикл (подцикл) **II** с параметрами, соответствующими локальным экстремумам интенсивности в точках 7 и 8. Такой же результат получается при схематизации по методу «дождя» [4].

Незначительная величина касательных напряжений σ_{rz} , менее 1% от максимального нормального напряжения, позволяет считать напряжения σ_r , σ_θ , σ_z главными и представить процесс нагружения в виде траектории, описываемой проекцией конца вектора $(\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z)$ на девиаторную плоскость (рис. 3). При таком представлении расстояние на девиаторной плоскости от проекции начала координат до точки на кривой, отображающей напряженное состояние в какой-либо момент времени, равняется интенсивности напряжений σ_i в этот момент времени.

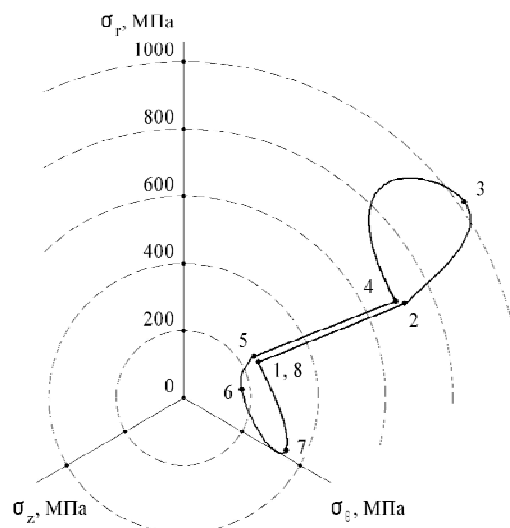


Рис. 3. Вид цикла нагружения в девиаторной плоскости

Участок 1 — 2 кривых на рис. 2 и 3 соответствует изменению напряжений вследствие увеличения частоты вращения при переходе на максимальный режим; участок 2 — 4 — изменению вследствие возникновения температурных напряжений на максимальном режиме; участок 4 — 5 — изменению при уменьшении частоты вращения при переходе на малый газ; участок 5 — 8 — изменению вследствие возникновения температурных напряжений на режиме малый газ.

Было проведено сравнение результатов расчета приведенного размаха напряжений по методикам, наиболее часто используемым в конструкторской практике.

1. Расчет приведенного размаха напряжений как *разности максимальной и минимальной интенсивности напряжений*. Метод упрощенно учи-

тывает многоосность нагружения, и не учитывает нелинейность и непропорциональность нагружения. Для цикла **I** и подцикла **II**, выделенных при схематизации, приведенный размах напряжений рассчитывался, соответственно, по формулам

$$\Delta\sigma_{I_1} = \sigma_i^{(3)} - \sigma_i^{(6)},$$

$$\Delta\sigma_{II_1} = \sigma_i^{(7)} - \sigma_i^{(8)},$$

где верхние индексы — моменты времени, обозначенные на рис. 2–4.

2. Расчет приведенного размаха напряжений как *интенсивности размахов напряжений в точках экстремумов интенсивности*. Метод, по сравнению с предшествующим, более точно учитывает многоосность нагружения, но также не учитывает нелинейность и непропорциональность нагружения (рис. 4а). Для циклов **I** и **II** соответствующие формулы имеют вид

$$\Delta\sigma_{I_2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ \left[(\sigma_r^{(3)} - \sigma_r^{(6)}) - (\sigma_\theta^{(3)} - \sigma_\theta^{(6)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_\theta^{(3)} - \sigma_\theta^{(6)}) - (\sigma_z^{(3)} - \sigma_z^{(6)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_z^{(3)} - \sigma_z^{(6)}) - (\sigma_r^{(3)} - \sigma_r^{(6)}) \right]^2 \right\}^{1/2},$$

$$\Delta\sigma_{II_2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ \left[(\sigma_r^{(7)} - \sigma_r^{(8)}) - (\sigma_\theta^{(7)} - \sigma_\theta^{(8)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_\theta^{(7)} - \sigma_\theta^{(8)}) - (\sigma_z^{(7)} - \sigma_z^{(8)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_z^{(7)} - \sigma_z^{(8)}) - (\sigma_r^{(7)} - \sigma_r^{(8)}) \right]^2 \right\}^{1/2}.$$

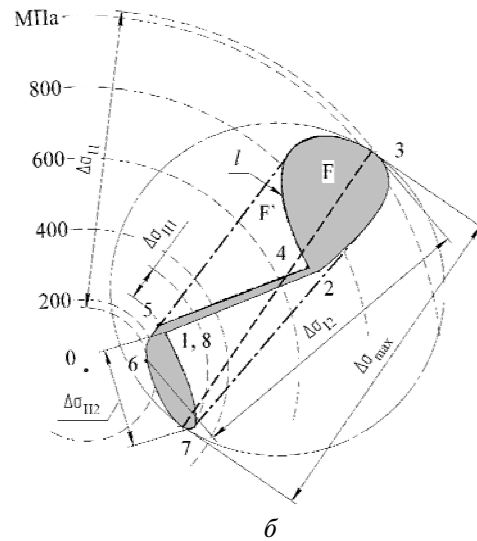
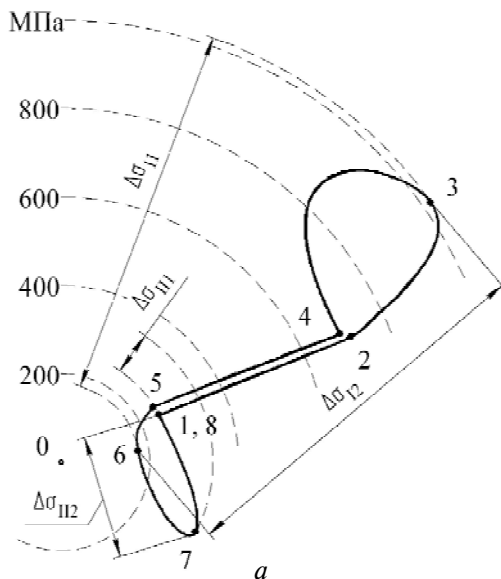


Рис. 4. К расчету приведенного размаха напряжений

2'. Расчет приведенного размаха напряжений как *максимальной интенсивности размахов напряжений* (рис. 4б), т.е.

$$\Delta\sigma_{\max} = \max_{(i,j)} \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ \left[(\sigma_r^{(i)} - \sigma_r^{(j)}) - (\sigma_\theta^{(i)} - \sigma_\theta^{(j)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_\theta^{(i)} - \sigma_\theta^{(j)}) - (\sigma_z^{(i)} - \sigma_z^{(j)}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[(\sigma_z^{(i)} - \sigma_z^{(j)}) - (\sigma_r^{(i)} - \sigma_r^{(j)}) \right]^2 \right\}^{1/2}.$$

Метод можно рассматривать как модификацию метода 2, более адекватно учитывающую многоосность изменения напряжений.

3. Расчет приведенного размаха по формуле, основанной на экспериментальных результатах, свидетельствующих о том, что при одном и том же размахе напряжений большее уменьшение циклической долговечности характерно для траекторий нагружения, охватывающих большую площадь на девиаторной плоскости

$$\Delta\sigma_3 = (1 + \alpha\Phi)\Delta\sigma_{\max}, \quad (2)$$

где α — константа материала, характеризующая дополнительное упрочнение при непропорциональном нагружении;

Φ — коэффициент непропорциональности нагружения.

Применительно к плоским в девиаторном пространстве циклическим траекториям использовалась следующая формула для коэффициента непропорциональности

$$\Phi = \left[\frac{4F'}{\pi(\Delta\sigma_{\max})^2} \right]^r, \quad (3)$$

определяющая Φ через отношение площади F' выпуклой фигуры, охватывающей траекторию, к площади внутри круговой траектории с максимальным размахом напряжений (рис. 4б). Показатель степени r определялся из выражения

$$r = \left(1 - \frac{4F}{\pi(\Delta\sigma_{\max})^2} \right) \frac{1}{4\Delta\sigma_{\max}}, \quad (4)$$

где F – площадь, охватываемая траекторией нагружения,

l – длина траектории.

В работе [1] показано, что применение формул (1) – (3), при использовании в них траектории и размаха деформации, позволяет описать результаты экспериментов по двуслойной малоциклоусталости с погрешностью менее 7%. При анализе влияния упругих температурных напряжений, возникающих из-за ограничений температурных деформаций, в формулах (3), (4) целесообразно перейти к траектории и размаху напряжений, т.к. конечно-элементные программы обычно не выводят величину «стесненной» деформации.

Для нагружения по траектории, приведенной на рис. 3, расчеты по формулам (4), (3) дают значения: $r = 0,58$, $\Phi = 0,54$, что при $\alpha \approx 0,85$ упрощает формулу (2) до вида

$$\Delta\sigma_3 = 1,46 \Delta\sigma_{\max}.$$

Результаты расчетов приведенных размахов напряжений по рассмотренным методикам приведены в таблице и поясняются на рис. 4. Учет непропорциональности нагружения (метод 3) дает на 46...77% большее значение приведенного размаха напряжений по сравнению с обычно используемыми методами 2' и 2.

Для полученных значений приведенных размахов напряжений определим относительное значение повреждаемости детали за цикл нагружения

$$\bar{\Pi} = \frac{1}{N(\Delta\sigma)} \bigg/ \frac{1}{N_6},$$

где $N(\Delta\sigma)$ – долговечность детали, число циклов до разрушения, при приведенном размахе напряжений $\Delta\sigma$;

N_6 – долговечность при базовом пропорцио-

нальном нагружении с «полетным» размахом напряжений $\Delta\sigma_6 = \max \sigma_i^{(j)}$.

Долговечность определим из формулы скорости роста усталостной трещины, рекомендованной в работе [5] для широкого круга конструкционных материалов

$$\frac{dl}{dN_p} = 1,7 \cdot 10^6 \left(\Delta\sigma \gamma \sqrt{\pi l} / E \right)^{3,5},$$

где l – длина усталостной трещины,

E – модуль упругости,

γ – безразмерный коэффициент, отражающий геометрию трещины.

Откуда

$$N_p \sim \left(\frac{1}{\Delta\sigma} \right)^{3,5},$$

$$\bar{\Pi} = \left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_6} \right)^{3,5} = \left(\frac{\Delta\sigma}{\sigma_i^{(3)}} \right)^{3,5}.$$

Результаты расчетов повреждаемости для сравниваемых методов расчета размахов напряжений приведены в таблице.

Таблица
Приведенный размах напряжений и относительная повреждаемость

Метод расчета	$\Delta\sigma_I, \Delta\sigma_{\max}$, МПа	$\Delta\sigma_{II}$, МПа	$\bar{\Pi}_I$	$\bar{\Pi}_{II}$	$\bar{\Pi}_{\Sigma}$
1	771	165	0,378	0,002	0,380
2	775	223	0,385	0,005	0,390
2'	939	–	0,752	–	0,752
3	1372	–	2,837	–	2,837

Чередование в цикле нагружения диска турбины участков пропорционального линейного нагружения, создаваемого центробежными силами, и участков непропорционального нагружения, обусловленного динамикой температурных напряжений, формирует сложную циклическую траекторию напряженного состояния, отличающуюся от традиционных линейных траекторий. Учет формы траектории в методе 3 указывает на существенное, более чем в 3,8 раза большее, повреждение и аналогичное снижение долговечности по сравнению с таким же по размаху циклом пропорционального нагружения, рассчитываемым в методе 2'. Несмотря на оценочный характер проведенных расчетов, результаты указы-

вают на необходимость учета непропорциональности нагружения при определении ресурса дисков, а также разработку более совершенных методов учета и схематизации сложных траекторий нагружения.

Литература

1. Бородий М.В. К вопросу об определении коэффициента непропорциональности цикла // Проблемы прочности. — 1995. — №5-6. — С. 29–38.
2. Бородий М.В. Анализ экспериментальных данных малоциклового усталости при непропорциональном деформировании // Проблемы прочности. — 2000. — №1. — С. 13–21.
3. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. — М.: КомпьютерПресс, 2002. — 224 с.

4. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. Постановление Госстандарта СССР от 12.07.1983 №3066. — М.: Издательство стандартов, 1983. — 32 с.

5. Тайра С., Отани Р. Теория высокотемпературной прочности материалов. — М.: Металлургия, 1986. — 280 с.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: д.т.н., профессор кафедры 202 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» В.Н. Доценко.

Розрахунком методом скінчених елементів показано, що у циклі навантаження диску турбіни високого тиску компоненти тензора напружень змінюються непропорційно внаслідок динаміки температурних напружень. Аналіз навантаження в девіаторному просторі при ступінчастій зміні режимів двигуна по циклограмі «малій газ - максимальний режим - малий газ» показав, що облік нелінійності траєкторії навантаження дає, більш ніж втричі, менше значення циклічної довговічності, у порівнянні з циклом пропорційного (лінійного) навантаження з такою ж інтенсивністю розмаху напруг.

The calculation by the method of the final elements has shown that in cycle of high pressure turbine disk loading the tensor components of the stress is changed disproportionately in consequence of dynamics of the thermal stress. The analysis of loading in deviator space under step change mode of engine on «idle - max - idle» cyclogram has shown, that account of nonlinear paths of loading is gave more than triply smaller value of fatigue crack life, as compared with proportional (linear) loading cycle with the same intensity of the stress range.

УДК 621.372

А.С.Самедов, Т.Б. Усубалиев
Национальная Академия Авиации, Азербайджан

ПРОБЛЕМЫ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ И РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Представлены результаты исследований по разработке состава новых защитных покрытий для лопаток высокотемпературных газотурбинных двигателей. Создан банк данных по составу, физико-химическим и эксплуатационным характеристикам современных высокотемпературных защитных покрытий. С использованием законов физического металловедения проанализированы первичные и промежуточные фазы твердого раствора, сделаны прогноз и оценка качества эмпирических параметров, входящих в модели различных физико-химических свойств сплавов. Для проведения экспериментальных исследований использован метод планирования эксперимента, на основе которого определено количество проводимых опытов при полном факторном анализе.

Лопатки газовых турбин, защитные покрытия, корреляционно-регрессионный анализ.

Введение

Проблеме повышения надежности и долговечности уделяется особое внимание при создании, эксплуатации и ремонте авиационной техники и, в частности, газотурбинных двигателей (ГТД). Ресурс авиационных двигателей определяется долговечностью наиболее ответственных деталей горячего тракта, таких как, диски, рабочие и сопловые лопатки.

Рабочие лопатки газовой турбины (ГТ) являются наиболее нагруженными деталями ГТД, работают в условиях высоких температур нагрева, напряжений и агрессивной среды продуктов сгорания топлива. Газовый поток оказывает не только химическое, но и механическое воздействие на поверхностный слой лопаток турбины, вызывая коррозионное и эрозионное разрушение.

Поэтому весьма актуальной является задача разработки высокоэффективных методов увеличения долговечности лопаток ГТ путем создания новых систем защиты от химического и механического разрушения поверхностных слоев. Надежная работа авиадвигателей в условиях воздействия высоких термомеханических нагрузок возможна только при применении материалов с улучшенными жаропрочными и жаростойкими свойствами, использовании новых систем охлаждения и разработке надежных защитных покрытий [1].

Целью разработки различного типа покры-

тий является защита металлической основы от воздействия высоких температур. Именно покрытия дают возможность значительно увеличить срок использования лопаток и во многих случаях служат именно тем слоем, который принимает на себя разрушающее воздействие высоких температур и других факторов.

В настоящее время одной из основных задач современных технологий является получение многокомпонентных покрытий. При формировании конденсатов на основе многокомпонентных материалов одной из основных проблем является получение покрытий заданного состава.

Целью настоящей работы является выбор оптимального состава защитного покрытия для лопаток высокотемпературных авиационных газовых турбин.

Задача прогнозирования синтеза сплава особенно сложна и в настоящее время сформулированы лишь пути, на которых ожидается получение необходимой информации [2]. Трудности при решении этой задачи весьма значительны, как при выборе основных характеристик, так и при их определении. Поэтому при математическом моделировании защитного покрытия в качестве первого этапа решалась проблема выбора факторов, определяющих растворимость элементов друг в друге, входящих в состав покрытий и наиболее перспективных компонентов сплава, включенных в математическую модель.

Прогресс в области синтеза новых сплавов в значительной степени сдерживается отсутствием

эффективных методов определения области поиска. В большинстве приходится руководствоваться интуицией исследователя в выборе нужных композиций сплавов для исследования. Затрачиваются огромные средства на исходные дефицитные материалы, дорогостоящее оборудование и проведение большого количества плавов.

Возникает необходимость в эффективных методах прогноза состава новых сплавов с необходимым комплексом свойств, который рационально сузит область поиска, сделав затрату тех же средств во много раз эффективней. В связи с этим использован новый подход к проблеме прогнозирования состава покрытий, опирающийся на возможности современных компьютерных технологий и применение различных методов идентификации.

Решение проблемы

Для решения данной задачи создана база данных по современным сплавам защитных покрытий, которая содержит сведения более чем о 508 сплавах, опубликованных в различных источниках глубиной поиска 50 лет, по состоянию на 2007 год.

Для проведения исследований структуры и физико-химических свойств сплавов, а также анализа возможности получения различных твердых растворов была собрана информация о различных характеристиках элементов, входящих в состав покрытий. Многие объемные свойства атомов связаны с такими характеристиками, как радиус атомов и ионов, расположение энергетических уровней атома, электронная конфигурация атома, типы кристаллической решетки элементов, электроотрицательность по Полингу, энергия ионизации атома.

С помощью пакета прикладных программ «STATISTICA» был собран банк данных, содержащий характеристики атомов элементов системы Менделеева, проанализированы фазы твердого раствора, сделаны прогноз и оценки качества эмпирических параметров. Основой базы данных «STATISTICA» послужил банк данных, содержащий сведения об атомах 23 элементов: Co, Cr, Ni, Al, Y, Ta, W, Si, Hf, Mn, Mo, Ti, Zr, Pt, C, La, Re, Nb, Fe, V, Sn, Ru, Ir, которые и были использованы в качестве параметров модели, разрабатываемой на следующем этапе. Предварительно произведен выбор критериев оценки качества моделей. Этому вопросу уделено особое внимание. Использована объемная модель, т.е. 23-мерное пространство признаков. Отличительным признаком каждого сплава является его химический состав, т.е. процентное содержание каждого легирующего элемента, входящего в состав покрытия. Набор химичес-

ких элементов принят за вектор признаков. Тогда каждый сплав можно представить в пространстве признаков отдельной точкой [3].

Для решения поставленной задачи использован корреляционный анализ элементов, входящих в состав сплавов покрытий [4]. Анализ показал, что, наиболее значимые связи существуют между элементами $x_1 = \text{Co}$; $x_2 = \text{Cr}$; $x_3 = \text{Ni}$; $x_4 = \text{Al}$; $x_6 = \text{Ta}$; $x_7 = \text{W}$; $x_{12} = \text{Ti}$; $x_{14} = \text{Pt}$; $x_{22} = \text{Ru}$. Коэффициент корреляции между величинами x_1 и x_2 равен $r = -0,25339$, x_1 и x_3 - $r = -0,6385$, x_1 и x_4 - $r = -0,2878$, x_1 и x_6 - $r = -0,1517$, x_1 и x_7 - $r = -0,0998$, x_1 и x_{12} - $r = -0,1939$, x_1 и x_{14} - $r = -0,1649$, x_1 и x_{22} - $r = -0,1001$ (рис. 1). Из полученных данных видно, что коэффициенты корреляции значительно отличаются от нуля и имеют жесткую положительную зависимость. По полученным коэффициентам корреляции можно сделать вывод о существенности линейной зависимости между двумя рассматриваемыми элементами. При этом ошибка, нормированная по теоретической оценке, равна 0,015597.

На основе регрессионного анализа построена многомерная линейная модель, в которой в качестве выходного параметра был принят $x_1 = y$ [4].

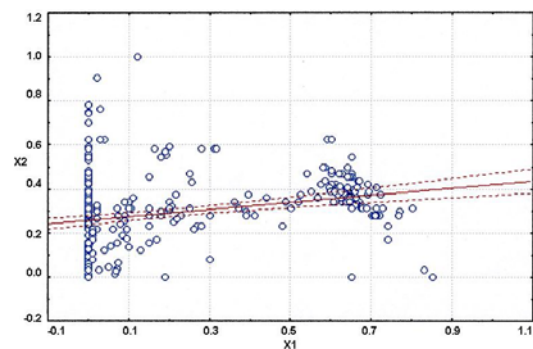
После получения математической модели в качестве точки начального приближения были выбраны диапазоны процентного содержания каждого выбранного элемента.

Заключение

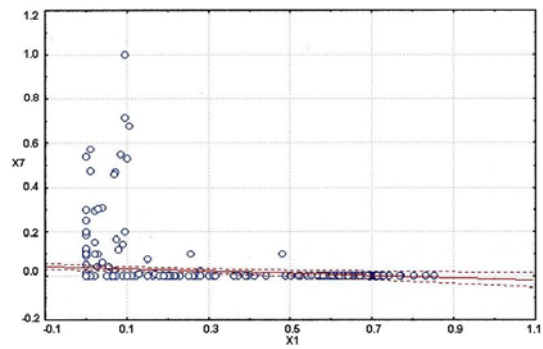
Разработан новый подход к проблеме прогнозирования состава защитных покрытий для лопаток авиационных газовых турбин. Создана база данных по составу, физико-химическим и эксплуатационным характеристикам современных защитных покрытий, которая содержит сведения более чем о 508 сплавах. В среде пакета прикладных программ «STATISTICA» с использованием законов физического металловедения проанализированы первичные и промежуточные фазы твердого раствора, сделаны прогноз и оценка качества эмпирических параметров, входящих в модели различных физико-химических свойств сплавов.

На основе выбора элементов, имеющих наибольшие корреляционные связи с определением диапазонов их процентного содержания, с учетом атомного радиуса и типа кристаллической решетки получен состав нового высокотемпературного защитного покрытия для лопаток газовых турбин следующего химического состава: Cr – Al – Pt – Me [5-7].

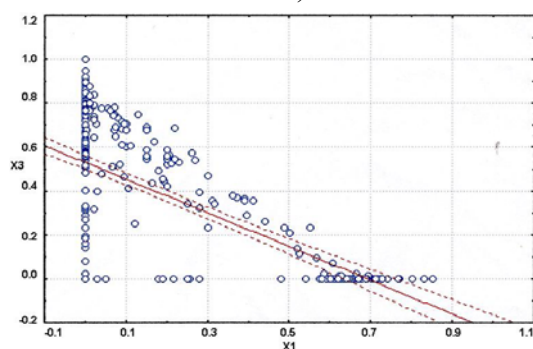
В системе Cr – Al – Pt – Me основу составля-



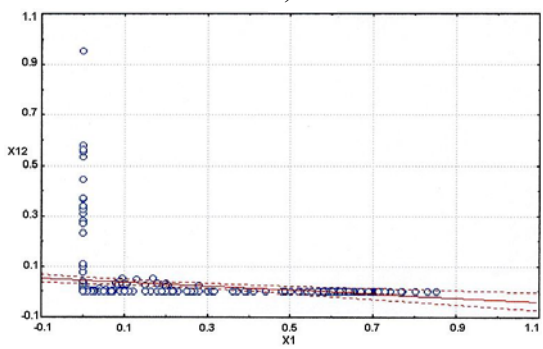
а)



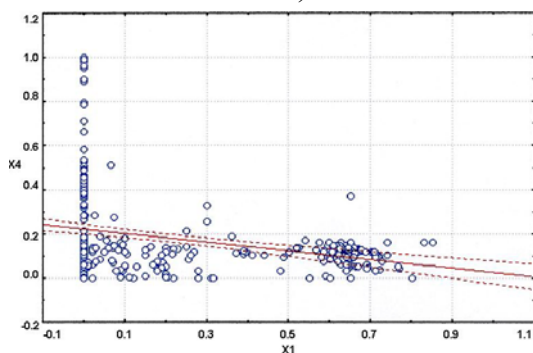
д)



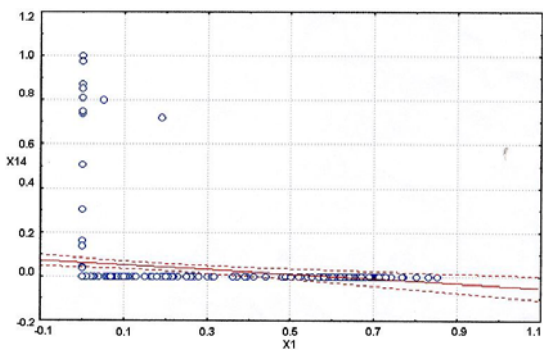
б)



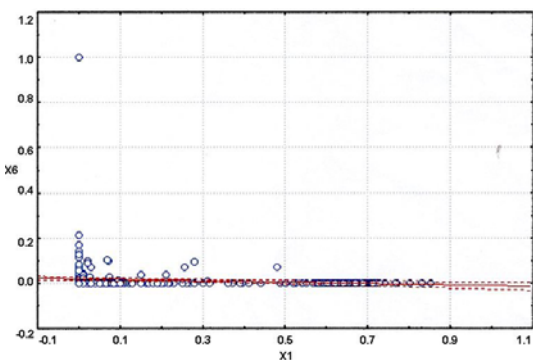
е)



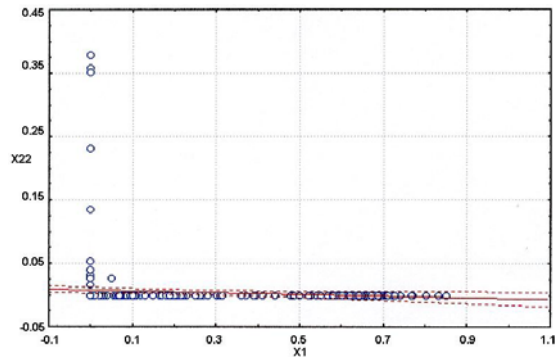
в)



м)



г)



н)

Рис. 1. Линейные зависимости между элементами
а) x_1 и x_2 ; б) x_1 и x_3 ; в) x_1 и x_4 ; г) x_1 и x_6 ; д) x_1 и x_7 ,
е) x_1 и x_{12} , м) x_1 и x_{14} , н) x_1 и x_{22} , входящими в состав

ет хром, атомный радиус которого равен $1,27^\circ\text{A}$, а тип кристаллической решетки кубический. Размерным фактором для Cr, т.е. отличием радиусов атомов других элементов, входящих в состав сплава, не более, чем на 15%, будет

$$R_{\max} = R_{\text{ос.м}} - (R_{\text{ос.м}} \times 0,15) = 1,0795^0\text{A}$$

$$R_{\min} = R_{\text{ос.м}} + (R_{\text{ос.м}} \times 0,15) = 1,4605^0\text{A}$$

Следовательно, элементы, атомные радиусы которых лежат в интервале $R = 1,0795 \div 1,4605^0\text{A}$, с Cr будут составлять твердый раствор замещения. Атомные радиусы всех остальных трех элементов входят в этот интервал.

Для проведения исследований использован метод планирования эксперимента, на основе чего с помощью классического соотношения было определено количество проводимых опытов при полном факторном анализе, которое равно 16 [8].

Применение метода планирования эксперимента при исследовании синтеза сплавов защитных покрытий позволило сократить время и материальные затраты. Рентгенофазовым и термическим анализами подтверждена корректность разработанного подхода и адекватность моделей, полученных с использованием корреляционно-регрессионного анализа.

Литература

1. Мехерван Б. Турбомашиностроение в следующем тысячелетии // Спец. журнал. Газотурбинные технологии. — 2000. — Вып. 3, №5. — С. 2–7.
2. Ганеев А.А. Расчет и исследование свойств жаропрочных никелевых сплавов для авиационных двигателей. Комплексная методика расчета

// Известия вузов. Авиационная техника. — 1998. — №3. — С. 66–71.

3. Усубалиев Т.Б. Исследование состава защитных покрытий лопаток газовых турбин // Всероссийская молодежная научная конференция Мавлютовские чтения. — УФА, 2007. — С. 25.

4. Самедов А.С., Усубалиев Т.Б. Комплексная методика выбора состава защитных покрытий для лопаток газовых турбин // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — Вып. 49, — №2. — С. 73–77.

5. Пашаев А.М., Самедов А.С., Усубалиев Т.Б., Рзаев Т.Б., Ганбаров Д.М. Способ получения защитных покрытий на лопатках газовых турбин. / Патент АР №a20070173, 2007.

6. Самедов А.С., Усубалиев Т.Б. Тепловая защита авиационных газотурбинных двигателей. Научные основы выбора состава покрытий / Химические проблемы. — Баку: Институт химических проблем НАН Азербайджана, 2007. — №3. — С. 436–443.

7. Ибрагимов З.А., Самедов А.С., Усубалиев Т.Б. Основы формирования состава защитных покрытий для лопаток авиационных газовых турбин / Химические проблемы. — Баку: Институт химических проблем НАН Азербайджана, 2007. — №4. С. 655–659.

8. Пашаев А.М., Ибрагимов З.А., Самедов А.С., Усубалиев Т.Б. Современные технологии тепловой защиты высокотемпературных авиационных газотурбинных двигателей // Международная научная конференция. Перспективные материалы и технологии. Сб. материалов. — Витебск, 2008. — С. 104–116.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: докт. техн. наук, проф. член-корр. Г.И. Келбалиев, НАН Азербайджана.

Представлено результати розрахунково-експериментальних досліджень з розробки математичних моделей прогнозування складу та отримання нових композицій захисних покриттів лопаток газових турбін. Виявлено основні шляхи досліджень математичних моделей прогнозування складу покриттів для отримання нових композицій.

Results of researches on development of structure of new protective coatings for blades high-temperature gas turbine engines are submitted. The databank on structure, physical-chemical and operational characteristics of modern high-temperature protective coatings is created. With use of laws of physical metallurgical science primary and intermediate phases of a firm solution are analysed, the forecast and an estimation of quality of the empirical parameters which are included in models of various physical-chemical properties of alloys are made. For carrying out of experimental researches the method of planning of experiment on the basis of which the quantity of spent experiences is determined at the full factorial analysis is used.

УДК 621.7.044

М.К. Князев, А.И. Долматов, Я.С. Жовноватюк, О.В. Мананков
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»,
Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРИЕМАМИ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ

В ходе опытной штамповки глубокой листовой детали из алюминия АД1М толщиной 1 мм с наличием локальных элементов большой кривизны установлены характерные дефекты и причины их возникновения. Различные технологические приемы использованы для повышения качества изделия и оптимизированы условия их применения. Для улучшения условий вытяжки и обеспечения заданной ширины фланцев оптимизирована форма протяжной поверхности прижимной плиты. Установлена последовательность, зарядное напряжение и энергия разрядов для исключения прижогов на стадии формовки. Определена форма и толщина резиновой подкладки, которая позволила исключить избыточное утонение и разрывы на рифтах радиусом 1 мм. Использованы уменьшенные величины межэлектродного расстояния для повышения стабильности разрядов и параметров импульсов давления. Намечены исследования по оптимизации конструкции электродов для обеспечения стабильности большого количества разрядов.

Листовая заготовка, разряд, проставка, прижог, утонение, разрыв, подкладка.

Введение

Применение электрогидроимпульсной штамповки (ЭГШ) листовых деталей экономически эффективно в условиях единичного и малосерийного производства и, иногда, в условиях крупносерийного производства.

На деталях, которые изготавливают способом ЭГШ, возможно появление следующих дефектов, связанных с особенностями организации процесса формообразования: утяжка и гофрирование фланцев (особенно критические дефекты в случае конструктивных фланцев); надиры при вытяжке фланца; дефекты, связанные со сжатием воздуха под заготовкой: обратное выпучивание и следы обратного перегиба заготовки, нагрев и изменение структуры материала заготовки, расплавление заготовки, нагрев и окисление, прижоги и прожоги заготовки; избыточное утонение, разрывы заготовки при образовании генеральной формы детали; утонения и разрывы в местах расположения локальных элементов большой кривизны; отпечатки и пробивка заготовки в местах расположения отверстий для вакуумирования полости матрицы и другие.

Появление дефектов зависит от распределения технологического усилия, условий формооб-

разования, наличия и свойств смазки, наличия прижима и величины прижимного усилия, свойств материала заготовки, формы конечной детали, конструкции матрицы (пуансона) и многих других факторов.

Особенности применения различных технологических приемов для обеспечения качества рассмотрено на примере детали «отражатель светильника».

Деталь представляет собой чашу овальной формы сравнительно большой относительной глубины 0,54 из алюминия АД1М толщиной 1,0 мм. Деталь имеет локальные элементы: в задней части — коробчатый элемент, а на купольной части — продольные рифты с малыми радиусами: внешние — 2 мм; внутренние — 1 мм.

Исследование выполняли на малом гидравлическом прессе, оснащенном разрядной камерой с одной электродной парой (рис. 1). В качестве энергетического блока использовали генератор импульсных токов установки УЭГШ-2 [1].

1. Улучшение условий вытяжки за счет модификации прижима

Процесс вытяжки глубоких деталей с применением жидкого пуансона является неустойчи-

вым, что может привести к неодинаковой ширине фланца по контуру отштампованной детали.



Рис. 1. Общий вид гидравлического пресса, разрядной камеры и технологической оснастки

Для облегчения вытяжки фланца применяют проставку для создания зазора между заготовкой и прижимной плитой, что дополнительно снижает силу трения. В работе [2] показано, что зазор, постоянный по ширине фланца, не является оптимальным. В процессе импульсного нагружения происходит упругая деформация прижимной плиты по внутреннему контуру, а также увеличение толщины периферии фланца заготовки по мере его перемещения в радиальном направлении. Соответственно, зазор должен учитывать указанные упругую и пластическую деформации, и иметь переменное значение, то есть увеличиваться от периферии к центру прижимной плиты. В работе [2] представлены рекомендации по оценке величин деформаций, а также по профилю прижимной плиты, с тем, чтобы во время импульсного нагружения и вытяжки фланца протяжная поверхность прижимной плиты была плоской и создавала минимум препятствий для движения фланца.

Предложенное техническое решение позволило улучшить условия вытяжки, получить генеральную форму детали «отражатель светильника» без разрывов по купольной части, обеспечить запас пластичности материала в местах формовки коробчатого элемента и рифтов, а также добиться примерного равенства левого и правого фланцев (рис. 2).

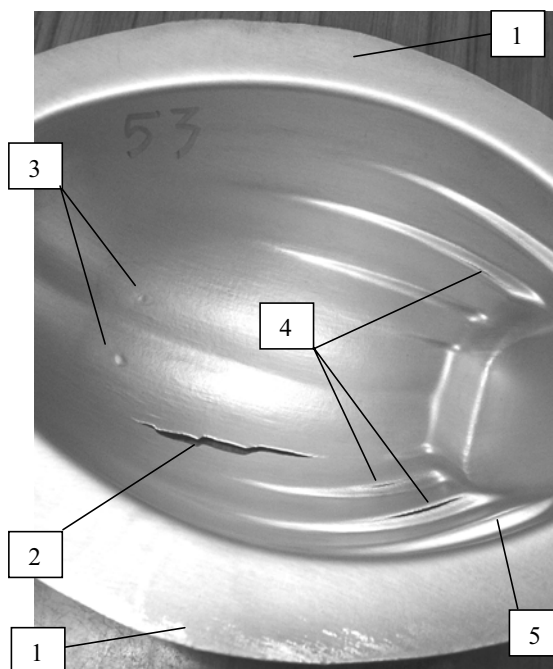


Рис. 2. Характерные дефекты ЭГШ глубокой детали:

- 1 – разная ширина левого и правого фланцев;
- 2 – разрыв по купольной части детали;
- 3 – воздушные пузыри и прижоги;
- 4 – разрывы по рифтам;
- 5 – шейка вдоль рифта

2. Оптимизация режимов нагружения на стадии формовки

Штамповка-вытяжка на этапе образования генеральной формы детали показала, что в полости матрицы присутствует довольно большое количество воздуха, несмотря на наличие вакуумирования. На первой стадии штамповки воздух не оказывает существенного влияния (при вакуумировании), не приводит к обратному выпучиванию заготовки. На этой стадии можно использовать повышенные напряжения (13–15 кВ) и энергию разряда (2,8–3,7 кДж) для ускорения штамповки-вытяжки и сокращения общего цикла изготовления.

Однако при формовке окончательного профиля купола детали остатки воздуха образуют воздушные пузыри, которые при дальнейшем схлопывании приводят к нагреву воздуха до высоких температур, что вызывает высокотемпературное окисление смазки и металла (прижоги) (см. рис. 2) и даже расплавление материала заготовки (поверхностные оплавления и сквозные прожоги).

Поэтому формовку купольной части детали, коробчатого элемента и частично рифтов выполняли постепенно при относительно низком напряжении (10–11 кВ) и энергии (1,6–2,0 кДж), чтобы заготовка плавно подошла к поверхности матрицы, вытеснила воздух без образования воздушных пузырей и прижогов.

3. Применение подкладок для уменьшения утонения заготовки

На стадии формовки и калибровки продольных рифтов обнаружено избыточное утонение, шейкообразование и разрывы вдоль внутренних радиусов рифтов. Радиусы величиной 1,0 мм формируются выступами в полости матрицы. При формовке заготовка прилегает вначале к выступающим радиусным поверхностям, затем происходит обтяжка материала по боковым поверхностям выступов.

Обычно силы трения, которые возникают при импульсном нагружении и прижатии заготовки к поверхности матрицы, препятствуют дальнейшему перемещению, растяжению и утонению материала заготовки. Однако, в случае пары трения «алюминий-сталь» при наличии смазки происходило скольжение боковых участков заготовки в поперечном к выступам направлении, что приводило к указанным выше явлениям и дефектам в виде разрывов (см. рис. 2).

Для увеличения сил трения удаляли смазку путем обезжиривания рифтовых участков матрицы и заготовки с помощью бензина «Калоша». Это обеспечило небольшой положительный эффект: разрывов практически не было, образовывались шейки с недопустимо малой локальной толщиной детали.

Применение другого технологического приема имело большой положительный эффект. Речь идет об использовании резиновых подкладок, которые на этапе формовки позволили увеличить радиусы рифтов и, тем самым, значительно уменьшить утонение на внутренних вершинах рифтовых элементов заготовки. Конечно, подкладки создавали ступеньку на поверхности заготовки по замкнутому контуру, который определяется формой подкладки. При использовании подкладок большой толщины эта ступенька не разглаживалась при последующем нагружении. Поэтому в дальнейшем применяли двухслойные подкладки, состоящие из резины малой толщины и больших размеров и резины большей толщины, но меньших размеров, что позволило получить ступеньку плавной формы (рис.3).

Подкладки удаляли из матрицы перед стадией калибровки. Под действием разрядов высокого напряжения (30 кВ) и нагружения высоким импульсным давлением происходило небольшое растяжение заготовки, разглаживание ступеньки и калибровка рифтов без шейкообразования и разрывов (рис. 4).

Использование такого технологического приема как подкладки экономически оправдано в условиях малосерийного производства. Для средне- и крупносерийного производства экономически выгодным становится применение проме-

жуточной матрицы с радиусами на рифтовых элементах большими, чем установленные чертежом детали. Калибровку промежуточных штампованных полуфабрикатов производят в калибровочной матрице с заданными радиусами.

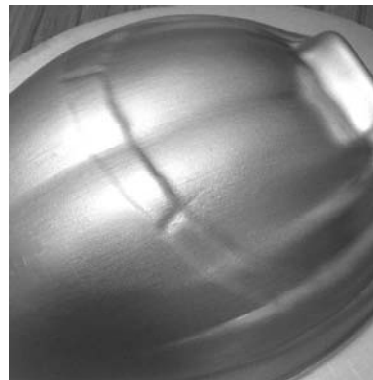


Рис. 3. Ступенька на заготовке, образованная резиновой подкладкой, рифты большого радиуса



Рис. 4. Слабый отпечаток ступеньки на детали после калибровки

4. Повышение стабильности разрядов и качества изделий

В ходе опытной штамповки установлено влияние износа электродов на стабильность получаемой глубины проштамповки, формы заготовки перед стадией калибровки, которая определяет появление или отсутствие дефектов на конечном этапе штамповки.

Для повышения стабильности разрядов и, соответственно, качества конечного изделия, межэлектродное расстояние устанавливали такой величины, чтобы соотношение между зарядным напряжением и межэлектродным расстоянием было равным или превышало величину 1 кВ/мм. Это несколько снижало эффективность разрядов, но существенно повышало стабильность получаемого результата.

Заключение

Проведенное экспериментальное исследование позволило выявить характерные дефекты, которые появляются при ЭГШ глубоких листовых деталей с наличием локальных элементов большой кривизны.

Применение различных технологических приемов, а также оптимизация параметров разрядов на различных этапах формообразования, позволяет исключить появление дефектов и повысить качество конечного изделия.

Предложены и отработаны технологические приемы, которые обеспечивают заданное качество изделия в условиях малосерийного производства, а также при изготовлении больших партий листовых деталей.

Существенное влияние на качество детали оказывает стабильность разрядов и генерируемых ими импульсов давления.

В настоящее время намечен комплекс исследовательских работ по стабилизации геометрии электродов при выполнении большого количества разрядов, уменьшения влияния их износа, стабилизации положения разрядного канала от-

носительно электродов и заготовки и, соответственно, повышения стабильности параметров импульсов давления и его распределения по поверхности заготовки на различных этапах формообразования.

Литература

1. Князев М.К., Борисевич В.К., Мананков О.В. Повышение эффективности процессов электрогидроимпульсной листовой штамповки // Авиационно-космическая техника и технология. — 2007. — №10 (46). — С. 8–11.

2. Князев М.К., Мананков О.В., Яхно Д.А. Оптимизация импульсной штамповки-вытяжки с помощью зазора переменной величины между матрицей и складкодержателем // Вісник Інженерної академії України. 2008. — №1. — С. 184–188.

Поступила в редакцию 31.05.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Воробьев Ю.С., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

В ході дослідного штампування глибокої листової деталі з алюмінію АД1М товщиною 1 мм з локальними елементами великої кривизни встановлено характерні дефекти і причини їх виникнення. Різні технологічні прийоми застосовано для забезпечення якості виробу та оптимізовано умови їх використання. Для покращення умов витягування і забезпечення заданої ширини фланців оптимізовано форму протяжної поверхні прижимної плити. Встановлено послідовність, зарядна напруга і енергія розрядів для усунення прижогів на стадії формовки. Визначено форму і товщину гумової підкладки, яка дозволила усунути надлишкове утончення і розриви на рифтах радіусом 1 мм. Застосовано зменшені величини міжелектродної відстані для підвищення стабільності розрядів і параметрів імпульсів тиску. Намічено дослідження з оптимізації конструкції електродів для забезпечення стабільності великої кількості розрядів.

Typical defects and their causes were revealed during experimental forming of a deep sheet component from aluminum AD1M of 1 mm thickness with local elements of large curvature. Various manufacturing techniques were used to provide quality of an item and conditions of their application were optimized. Shape of drawing surface of hold-down ring was optimized to improve deep-drawing conditions and providing the specified width of flanges. Sequence, charge voltage and energy of discharges were determined to avoid burns at the stage of forming. Shape and thickness of rubber pad was determined that allowed to avoid excessive thinning and tears along ribs of 1 mm radius. Smaller spark gaps were applied to increase stability of discharges and parameters of pressure pulses. Investigations for optimization of electrodes designs for providing stability of large number of discharges were planned.

УДК 629.7.054.03

В.Ю. Рутковский, С.Д. Земляков
Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова РАН, Россия

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ЗАЗОРА В РЕДУКТОРЕ ДВУХВАЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ ГТУ

Предложен новый метод оценки малых значений сдвига по фазе двух гармонических сигналов в присутствии помех. Рассмотрена возможность сведения задачи оценки степени износа зубчатой передачи редуктора к оценке сдвига по фазе сигналов штатных датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Предложена система адаптивного управления для компенсации развивающегося в процессе износа шестерен люфтового зазора редуктора. Результаты математического моделирования показывают удовлетворительное функционирование адаптивной системы стабилизации зазора в редукторе.

Турбовинтовой двигатель, ротор свободной турбины, редуктор, люфтовой зазор, износ зубчатой передачи, компенсация развивающегося люфтового зазора, идентификация, адаптация.

Введение

Мониторинг работы авиационных двигателей является одним из важнейших условий повышения безопасности полетов. Полученные в процессе мониторинга данные могут быть использованы в системе управления двигателем для реконфигурации ее структуры или алгоритмов управления, для создания специальных подсистем компенсации износа отдельных узлов двигателя, а также при разработке подсистемы предупреждающего отключения двигателя в случае возникновения аварийной ситуации.

В данной работе рассматривается одна из частных задач мониторинга двигателей, связанная с идентификацией зазора в редукторе трансмиссии, передающей вращение от ротора свободной турбины к винто-вентиляторной группе турбовинтового двигателя (ТВД). Увеличение люфтового зазора в редукторе является следствием прогрессирующего износа зубчатой передачи. Идентификация зазора основана на получении оценок сдвига по фазе нормированных угловых положений входного и выходного валов редуктора по сигналам с установленных на них стандартных датчиков частоты вращения.

Результаты идентификации можно попытаться использовать для создания специальной системы компенсации развивающегося зазора. Предполагается, что такая система способна повысить продолжительность и надежность работы редуктора, а, следовательно, и двигателя в целом.

1. Кинематическая схема трансмиссии ТВД

Рассмотрим кинематическую схему трансмиссии одновального ТВД с дифференциальным редуктором и двумя соосными винтами [1] (рис. 1), в которых вместо вала турбокомпрессора далее имеется в виду вал свободной турбины.

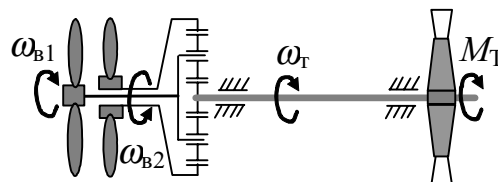


Рис. 1. Схема дифференциального редуктора ТВД с соосными винтами

В большинстве практических случаев применительно к передачам угловых перемещений исходная механическая передача, представленная на рис. 1, может быть приведена к эквивалентной структуре, изображенной на рис. 2. На динамику рассматриваемого привода заметное влияние могут оказать упругие деформации валов и люфты в зацеплениях зубчатых передач.

На рис. 2 введены обозначения: α_{T1} — угловая координата переднего конца вала (на стыке с ведущей шестерней редуктора); $\alpha_{T2} \equiv \alpha_T$ — угловая координата заднего конца вала; $\delta\alpha_{Bk}$ — величина люфта в зубчатых зацеплениях передачи от вала к соответствующему винту.

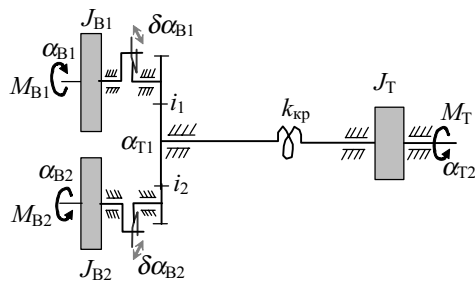


Рис. 2. Эквивалентная структурная схема механической передачи с учетом упругости вала и люфтов в зацеплениях редуктора

2. Адаптивная система настройки люфта редуктора

В процессе износа зубчатой передачи люфт в редукторе трансмиссии авиационных двигателей со временем увеличивается и может достичь величины, при которой дальнейшее использование редуктора является недопустимым. В этой связи встает задача проектирования системы мониторинга и компенсации развивающегося люфтового зазора в зацеплениях редуктора.

Угловые координаты α_{Bk} и α_{T1} (рис. 2), строго говоря, связаны между собой сложным нелинейным уравнением, описывающим люфт, что ведет к значительным затруднениям при идентификации его параметров. Однако специфической особенностью развития люфтового зазора редуктора является медленный характер этого процесса. Кроме того, нереверсивный характер вращения валов трансмиссии и обязательная избыточность величины крутящего момента турбины приводят к тому, что люфт редуктора в обычных режимах функционирования ТВД является «выбранным». В этом случае идентификация величины зазора в редукторе может быть сведена к оценке фазового сдвига между двумя гармоническими сигналами, снимаемыми с выходов стандартных датчиков частот вращения, установленных на переднем конце вала свободной турбины и валах соосных винтов ТВД. При этом надо иметь в виду, что по причине редукции угловые скорости вала и валов винтов не одинаковы, а, следовательно, в случае идентичных датчиков их выходные сигналы будут иметь разные частоты и амплитуды. Однако тем или иным способом (например, выбором соответствующего числа зубьев индукторной шестерни датчика частоты вращения на выходе редуктора или путем электронного преобразования частоты выходного сигнала штатного датчика к частоте датчика на входном валу редуктора) указанное затруднение может быть преодолено так, что преобразованные сигналы с выходов датчиков будут иметь равные

амплитуды и частоты, соответствующие установившемуся режиму работы двигателя.

Компенсация развивающегося зазора в обычном редукторе может осуществляться за счет сближения осей соответствующих пар цилиндрических шестерен, а в дифференциальном редукторе за счет продольного смещения конической шестерни в направлении, компенсирующем увеличивающийся люфтовой зазор.

2.1. Математическая модель редуктора

Поскольку обе ветви редуктора, передающие вращение от вала турбины к соосным винтам, в принципе одинаковы, далее будем рассматривать только одну из них. Сигналы с выхода датчиков частот вращения можно представить в виде

$$\begin{aligned} u_T(t) &= U(\omega_0) \sin \omega_0 t + \xi_1, \\ u_p(t) &= U(\omega_0) \sin(\omega_0 t - \psi_0 - \delta\psi) + \xi_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где u_T , u_B — выходные сигналы датчиков, установленных на переднем конце вала свободной турбины и на валу винта;

$$\omega_0 = k_0 \omega_T = k_0 i \omega_p, \quad k_0 = \text{const} > 0;$$

ψ_0 — сдвиг по фазе, соответствующий требуемой минимальной величине зазора в редукторе;

$\delta\psi$ — дополнительный фазовый сдвиг сигналов, характеризующий дополнительный зазор, изменяющийся в процессе износа зубьев шестерен редуктора и одновременно используемый в качестве управляющего сигнала для формирования компенсирующего этот износ воздействия регулятора.

Сдвиг по фазе $\delta\psi = \delta\psi(z, r)$ (z — параметр износа профиля зубчатой передачи, r — выходная координата регулятора настройки зазора) является сложной функцией аргументов z и r . Однако, учитывая относительную малость значений $\delta\psi$, z и r , и весьма низкую скорость процесса износа зубьев шестеренчатой передачи, функцию $\delta\psi = \delta\psi(z, r)$ с большой степенью достоверности можно аппроксимировать линейной зависимостью вида

$$\delta\psi = \rho z - \gamma r, \quad (2)$$

где $\rho, \gamma = \text{const} > 0$.

Процесс идентификации и настройки люфта, очевидно, целесообразно проводить в установившемся режиме работы двигателя, то есть при $\omega_0 = \text{const} > 0$. При этом амплитуда выходного

сигнала датчика частоты вращения $U(\omega_0) = const$

измеряема и ω_0 , соответственно, определена.

С учетом сказанного и в соответствии с видом функций (1) математическую модель редуктора можно определить как звено чистого запаздывания, которое при

$\xi_1 = \xi_2 = 0$, $\frac{\pi}{2} > \psi > 0$, представим в виде апериодического звена с коэффициентами, зависящими от $\psi = \psi_0 + \delta\psi$ так, что

$$\frac{du_B}{dt} + a(\psi)u_B = b(\psi)u_T, \quad (3)$$

$$a(\psi) = \frac{\omega_0 \cos \psi}{\sin \psi}, \quad b(\psi) = \frac{\omega_0}{\sin \psi}. \quad (4)$$

Уравнение (3) при $\xi_1 = \xi_2 = 0$, $0.5\pi > \psi > 0$ имеет вынужденное решение, соответствующее выражениям (1).

Поскольку угол ψ достаточно мал, в дальнейшем примем $\cos \psi = 1$, $\sin \psi = \psi$. В этом случае из (4) следует

$$a(\psi) = b(\psi) = \frac{\omega_0}{\psi}. \quad (5)$$

Учитывая далее малость $\delta\psi$, функцию $[\psi(t)]^{-1}$ представим в виде

$$\frac{1}{\psi} = \frac{1}{\psi_0} - \frac{1}{\psi_0^2} \delta\psi = \frac{1}{\psi_0} + \frac{1}{\psi_0^2} (\rho z - \gamma r). \quad (6)$$

С учетом изложенного, математическая модель редуктора (3) примет следующий вид:

$$\frac{du_B}{dt} + (a_0 - b_0 y)u_B = (a_0 - b_0 y)u_T, \quad (7)$$

где $a_0 = \frac{\omega_0}{\psi_0}$, $b_0 = \frac{\omega_0}{\psi_0^2}$, $y = (\gamma r - \rho z)$.

2.2. Система прямого адаптивного управления

В качестве системы прямого адаптивного управления будем рассматривать систему с моделью [2]. Уравнение эталонной модели выберем в виде

$$\frac{du_B^m}{dt} + a_0 u_B^m = a_0 u_T, \quad (8)$$

в котором учитывается только минимально необходимый зазор в зубчатых зацеплениях редуктора (сдвиг по фазе между сигналами $u_T(t)$ и $u_B(t)$ равен ψ_0); u_B^m – выход модели.

Введем обозначение

$$x = u_B - u_B^m. \quad (9)$$

В результате, с учетом (7) и (8), получим уравнение относительно ошибки x в виде

$$\frac{dx}{dt} + a_0 x = -b_0 y \varepsilon, \quad (10)$$

где $\varepsilon = u_T - u_B$.

Целенаправленное изменение координаты r , компенсирующее развивающийся зазор редуктора, осуществляется исполнительным механизмом, математическую модель которого в простейшем случае можно представить в форме интегрирующего звена

$$\frac{dr}{dt} = \theta, \quad (11)$$

где θ – алгоритм адаптации, который необходимо синтезировать из условия устойчивости невозмущенного движения

$$x = 0, \quad y = 0. \quad (12)$$

Принимая во внимание (2), (10), (11), в итоге получим уравнения возмущенного движения рассматриваемой системы адаптивной настройки люфтового зазора редуктора

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} + a_0 x &= -b_0 y \varepsilon, \\ \frac{dy}{dt} &= \rho \mu - \gamma \theta, \end{aligned} \quad (13)$$

где $\mu = \frac{dz}{dt}$ – скорость изменения показателя износа профиля зубчатой передачи редуктора.

Блок-схема описанной системы изображена на рис. 3, где ИМ – исполнительный механизм, УА – устройство адаптации, Φ_1 , Φ_2 – фильтры на входах УА, предназначенные для фильтрации помех ξ_1 и ξ_2 .

Выбор фильтров Φ_1 , Φ_2 является самостоятельной задачей и в данной работе не рассматривается. Отметим только, что в рассматриваемой системе эти фильтры могут быть резонансного типа с полосой пропускания $\omega_0 \pm \Delta\omega$, где $\Delta\omega$ возможные отклонения номинальной частоты ω_0 . Остаточные помехи на выходе таких фильтров могут быть достаточно малыми. В связи с этим синтез алгоритма адаптации проведем без учета помех, которые затем будут учтены при цифровом моделировании системы. Принимая также во внимание невысокие скорости $\mu(t)$ процесса развития люфтового зазора редуктора по сравнению с достижимой скоростью изменения управляющего воздействия $r(t)$, будем полагать $\mu = 0$. Из последнего допущения можно сделать вывод о том, что непрерывная на всем времени функционирования ТВД работа системы компенсации увеличивающегося зазора в редукторе является нецелесообразной, и, возможно, должна осуществляться лишь на сравнительно коротких интервалах времени при достижении величины зазора порогового значения, требующего подключения системы его настройки.

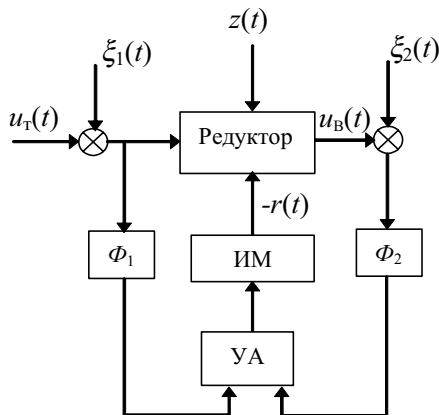


Рис. 3. Блок-схема системы настройки люфта

Для синтеза алгоритма адаптивной настройки неопределенным образом развивающегося люфтового зазора редуктора воспользуемся методом Ляпунова. С этой целью функцию Ляпунова выберем в следующем виде:

$$V(x, y) = \frac{1}{2} \chi x^2 + \frac{1}{2} y^2, \quad \chi = \text{const} > 0. \quad (14)$$

Производная функции $V(x, y)$ в силу уравнений (13) имеет вид

$$\frac{dV(x, y)}{dt} = -\chi a_0 x^2 - y(\chi b_0 x \varepsilon + \gamma \theta). \quad (15)$$

При выполнении соотношения

$$\theta(x, \varepsilon) = -\chi b_0 x \varepsilon \gamma^{-1}, \quad (16)$$

функция (15) является не положительной, т.е. $\frac{dV(x, y)}{dt} \leq 0$. Следовательно, невозмущенное движение (12) устойчиво. При гармоническом входном сигнале $u_T(t)$ это движение будет равномерно асимптотически устойчиво [2], несмотря на то, что $\dot{V}(t)$ является лишь знакопостоянной функцией.

На рис. 4 приведены результаты моделирования процесса компенсации люфтового зазора, увеличившегося в результате износа шестерен до величины, соответствующей фазовому сдвигу

$\psi(t^*) = \psi_0 + \delta\psi_z = -0,23^\circ$, где $\psi_0 = -0,1^\circ$ — величина, определяемая гарантированным минимальным зазором в зубчатых зацеплениях.

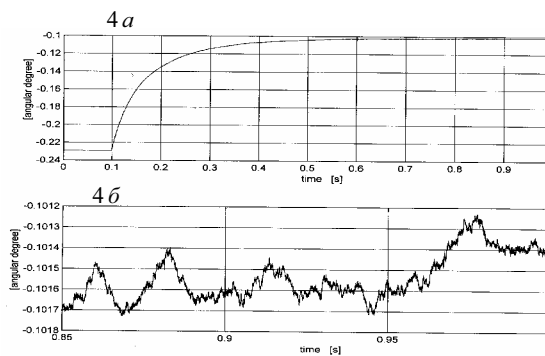


Рис. 4. Процесс настройки люфта редуктора с помощью эталонной модели

Шумы измерений при моделировании принимались в виде случайных функций с нормальным распределением, нулевым средним значением и среднеквадратическим отклонением $\sigma = 0,001 U$.

Момент времени t^* , в который величина зазора достигает некоторого предельно допустимого значения (например, $\psi^* = -0,23^\circ$), принимается за начальный (пусковой) в процессе настройки люфта.

Как видно из графиков на рис. 4а, система настройки люфта с алгоритмом адаптации (16) компенсирует (уменьшает) достигший некоторого допустимого значения ψ^* (в нашем случае $\psi^* = -0,23^\circ$) до минимального гарантированного значения $\psi_0 = -0,1^\circ$ примерно в течение одной секунды. На рис. 4б приведен фрагмент процесса настройки редуктора в укрупненном масштабе.

Заключение

Адаптивная система компенсации развивающегося люфтового зазора в редукторе винто-вентиляторной группы ТВД в конструктивном смысле, безусловно, встретит трудности реализации. Тем не менее, результаты данной работы легко использовать при проектировании системы мониторинга состояния трансмиссии двигателя, поскольку в этом случае метод не требует разработки и применения в системе дополнительных датчиков.

Работа выполнена при финансовой поддержке Программы №17 ОЭММПУ РАН.

Литература

1. Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов / Под ред. А.А. Шемякова. — М., Машиностроение, 1976.
2. Петров Б.Н., Рутковский В.Ю., Земляков С.Д. Адаптивное координатно-параметрическое управление нестационарными объектами. — М., Наука, 1980.

Поступила в редакцию 01.04.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Крутова И.Н. Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН, г. Москва.

Запропоновано новий метод оцінювання малих значень фазового зсуву двох гармонічних сигналів за наявності перешкод. Розглянуто можливість зведення завдання оцінювання ступеня зносу зубчастої передачі редуктора до оцінювання фазового зсуву сигналів штатних датчиків частот обертання вхідного та вихідного валів редуктора. Запропоновано систему адаптивного керування для компенсації люфтового зазору редуктора, який розвивається в процесі зносу шестерень. Результати математичного моделювання показують задовільне функціонування адаптивної системи стабілізації зазору в редукторі.

The new method of small phase lag estimation for two harmonic signals in random noise acting is proposed. The possibility of a reducing gear clearance in two shaft transmissions measuring is replaced by an estimation of two harmonic signals small phase lag. For this goal two ordinary frequency data units are used. The adaptive system of control and compensation for an increasing reducing gear clearance is proposed. Simulation results show good operation of the proposed system.

УДК 681.142

**С.В. Лозня¹, М.И. Торхов¹, С.А. Пустовой¹,
В.А. Седристый², Ю.В. Черкасов²**

¹Общество с ограниченной ответственностью «Котрис», Украина

²Государственное предприятие «Ивченко - Прогресс», Украина

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ДИАГНОСТИКА И НАСТРОЙКА САУ ПРИ МОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ТРДДФ

Предложена процедура выполнения автоматической диагностики сбоев измерительных каналов САУ, базирующаяся на идентификации в реальном времени авторегрессионных моделей сигнала со скользящим средним. Предложена процедура автоматизированной настройки алгоритмов фильтрации сигналов измерительных каналов замкнутых контуров электронной части САУ с применением оптимальных цифровых фильтров Калмана и Аккермана. Рассмотрены основные этапы выполнения автоматизированной настройки параметров замкнутых и разомкнутых контуров управления ТРДДФ на примере контуров управления реактивным соплом и дозаторами форсажного топлива. Приведенные подходы базируются на аппаратно-программном комплексе автоматизации испытаний двигателей КАИ-25Ф, созданном для решения задач сопровождения разработки и испытаний контуров управления соплом и форсажом двигателя АИ222-25Ф.

Система автоматического управления, аппаратно-программный комплекс автоматизации испытаний двигателей, автоматизированная диагностика и настройка параметров.

Введение

Обоснование структуры, синтез и настройка параметров электронных систем автоматического управления (САУ) является одной из наиболее ответственных, трудоемких и сложных проблем на этапе создания и доводки современных авиационных двигателей (АД), характеризующихся большим числом одновременно регулируемых параметров. Решение ее в значительной степени зависит от качества созданных математических моделей (ММ) двигателя и гидромеханических агрегатов САУ, уровня оснащенности моторных стендов специальными комплексами и системами, позволяющими автоматизировать сложные процедуры настройки и оптимизации параметров регуляторов разомкнутых и замкнутых контуров управления авиационным двигателем.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время настройка параметров САУ производится разработчиками на полунатурных и моторных стендах АД, при этом оптимальность настройки определяется опытом разработчика, а

созданные ММ в основном применяются для оценки качества подобранных параметров [1, 2].

Актуальной задачей является разработка процедур автоматизированной настройки параметров замкнутых и программных контуров управления АД с целью повышения качества настройки САУ и расширения ее возможностей на этапе серийных испытаний.

2. Решение проблемы

Автоматизированная диагностика и настройка параметров САУ турбореактивного двигателя с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ) при моторных испытаниях двигателя реализованы на базе аппаратно-программного комплекса автоматизации испытаний КАИ-25Ф, созданного для решения задач сопровождения разработки и испытаний контуров управления соплом и форсажом двигателя АИ222-25Ф.

В состав аппаратной части комплекса КАИ-25Ф входят (рис. 1):

— модуль сопряжения с объектом, обеспечивающий нормализацию и гальваническую развязку входных сигналов;

- индустриальный компьютер на PC-платформе, работающий под управлением операционной системы Windows XP;
- модуль оцифровки сигналов на базе RISK-процессорной платы аналого-цифрового преобразования (АЦП);
- модуль цифро-аналогового преобразования (ЦАП) для формирования управляющих сигналов;
- модуль имитации сигналов преобразователей первичной информации ТРДДФ;
- модуль последовательного канала связи со стендовым оборудованием по цифровому протоколу ARINC 429;
- модуль последовательного канала связи с электронным регулятором двигателя по последовательному цифровому интерфейсу.



Рис. 1. Состав аппаратной части комплекса КАИ-25Ф

Реализованная на базе данного комплекса система автоматизированной диагностики и настройки САУ ТРДДФ позволяет выполнять:

- сбор, архивирование и анализ данных моторных испытаний;
- автоматическую диагностику сбоев измерительных каналов САУ ТРДДФ;
- автоматизированную настройку алгоритмов фильтрации сигналов измерительных каналов замкнутых контуров электронной части САУ;
- автоматизированную настройку параметров замкнутых контуров управления ТРДДФ;
- автоматизированную настройку параметров программно-задающих устройств, управляющих запуском форсажной камеры сгорания (ФКС), противопомпажной системы, системы заполнения коллекторов ФКС и др.

2.1 Подсистема сбора, анализа и архивирования информации

Функции сбора информационных сигналов и преобразования их в унифицированные сигналы 4-20мА выполняет модуль сопряжения с объектом (рис. 1). Нормированные сигналы оцифровываются модулем АЦП с частотой 40 Гц и масштабируются в значения физических величин, размерность которых оптимальна для отображения и работы последующих подсистем комплекса.

По каналу ARINC 429 обеспечивается передача регистрируемой комплексом информации в штатную стендовую систему регистрации. Через интерфейс RS422/485/232 осуществляется взаи-

модействие комплекса с электронным регулятором двигателя.

Все результаты опроса каналов АЦП, а также расчетные параметры и переменные, в автоматическом режиме записываются в архивную базу данных комплекса.

В комплексе имеется модуль отображения трендов реального времени. Модуль трендов является сетевым приложением, и может функционировать на удаленном компьютере, подключенном посредством стандартного сетевого интерфейса Windows.

Файлы архивной базы данных имеют стандартный формат электронных таблиц «*.csv». Данный формат поддерживается такими программами как Microsoft Office Excel, Open Office Calc и др. Помимо представленных программ, поддерживающих просмотр файлов архива, в комплексе имеется интегрированное средство работы с файлами архивов «StorageKAI25F». Данный модуль представляет собой средство автоматической обработки, просмотра и анализа архивных данных, со следующими функциональными возможностями: трендовый анализ, ZOOM-анализ, маркерный анализ, скроллинг трендов, распечатка отчетов, экспорт данных испытаний.

2.2. Автоматическая диагностика сбоев измерительных каналов САУ

Принцип формирования диагностического сигнала исправности измерительного канала САУ ТРДДФ основан на идентификации в реальном времени моделей сигнала и оценке качества прогнозирования значений сигнала с применением полученной модели.

В качестве моделей временного сигнала измерительных каналов применяются авторегрессионные модели со скользящим средним. При появлении дефекта измерительного канала модель стационарного временного сигнала дает существенные ошибки прогноза в сравнении с измеренным сигналом, что свидетельствует об отказе. Дефект регистрируется в виде увеличения шума ошибок прогнозирования.

В качестве примера рассмотрим зарегистрированные тренды параметров при испытаниях замкнутого контура управления степенью повышения давления воздуха за вентилятором (рис. 2) с воздействием на площадь сопла (рис. 3) ТРДДФ.

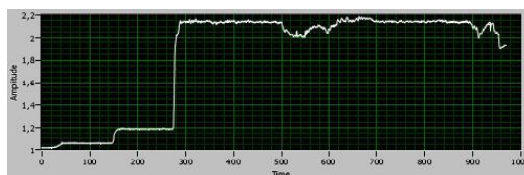


Рис. 2. Временной сигнал исправного канала давления воздуха за вентилятором ТРДДФ

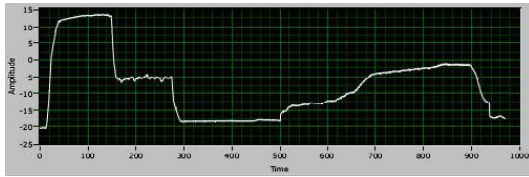


Рис. 3. Изменение положения сопла при исправном канале давления воздуха за вентилятором ТРДДФ

При нарушении контакта в разъемах измерительного канала давления воздуха за вентилятором САУ ТРДДФ, как видно из рис. 4, возможно появление скачкообразных изменений сигнала, не превышающих 1,5% от диапазона измерения, и соизмеримых с погрешностью измерительного канала. Такой низкий уровень сбоев не пригоден для отсева допусковыми и перекрестными методами контроля, и в то же время, приводит к видимым отклонениям положения управляющего органа замкнутого контура стабилизации степени повышения давления воздуха за вентилятором (рис. 5).

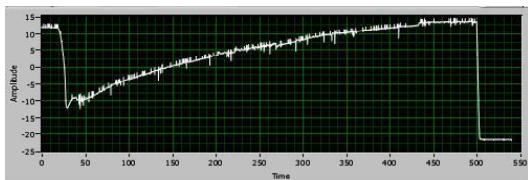


Рис. 4. Временной сигнал канала давления воздуха за вентилятором ТРДДФ при наличии дефекта в разъеме АЦП

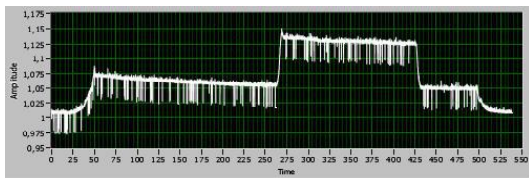
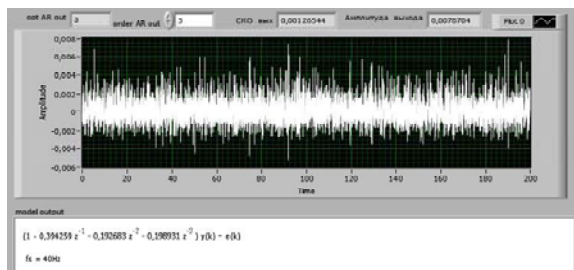
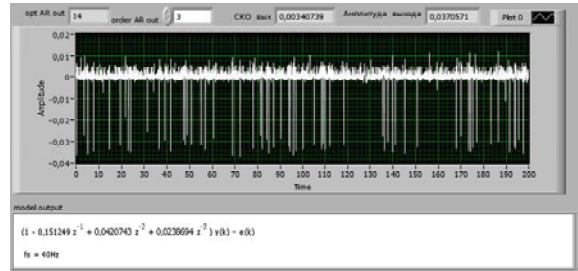


Рис. 5. Изменение положения сопла ТРДДФ при наличии дефекта в разъеме АЦП

Для полученных исходных сигналов идентифицируются авторегрессионные модели и определяются ошибки прогноза. Как видно из рис. 6а, максимальная амплитуда ошибок прогноза для исправного канала измерения давления не превышает 0,2% от диапазона измерения.



а)



б)

Рис. 6. Авторегрессионная модель и ошибка прогнозирования: а) — исправного измерительного канала; б) — неисправного измерительного канала

В то же время для отказавшего канала давления за вентилятором ошибки прогноза составляют порядка 1% от диапазона измерения, то есть в 5 раз превышают аналогичную величину в исправном канале, что уже вполне достаточно для реализации допусковых процедур контроля (рис. 6б).

Преимуществами используемой технологии диагностики каналов является ее достаточная вычислительная эффективность, так как идентификация авторегрессионных моделей не требует итеративных оптимизационных процедур, а результирующая модель всегда устойчива.

2.3. Автоматизированная настройка алгоритмов фильтрации сигналов измерительных каналов САУ

Фильтрация измеренных сигналов осуществляется с применением оптимальных цифровых фильтров Калмана и Аккермана. Автоматизированная процедура настройки фильтров измерительных каналов на примере сигналов измеренного давления топлива и скорости его нарастания в пусковом коллекторе ФКС включает:

1. Выбор участка трендов заданного положения дозатора и измеренного давления топлива из архива моторных испытаний (рис. 7).

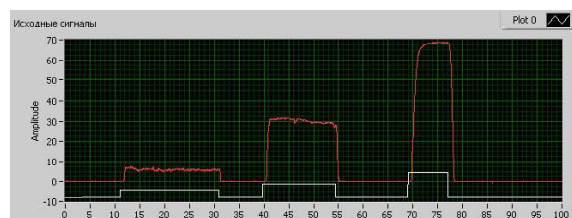


Рис. 7. Осциллограмма изменения заданного положения дозатора и измеренного давления топлива в коллекторе

2. Автоматическая идентификация модели давления топлива и скорости его изменения по заданному положению дозатора (рис. 8) и оценка качества моделирования (рис. 9).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 28,3502 & 101,495 & 5,62702E-14 & 6,91025E-15 & 5,07134E-14 & 1,2817E-14 & 2,23418 \\ 101,495 & -28,3502 & -8,17492E-14 & -3,84394E-15 & -7,9366E-14 & -3,77308E-15 & 1,50643 \\ 1,26315E-14 & -1,34456E-14 & -1,58278 & -0,499747 & -5,53522E-15 & 1,42539E-14 & 0,0072236 \\ -1,41326E-15 & 1,0341E-13 & 0,499747 & -1,58278 & -7,11067E-14 & -3,3782E-14 & 1,32662 \\ -3,67686E-14 & -7,97212E-14 & 3,83985E-14 & 1,18508E-14 & -16,8407 & -51,2823 & -1,6127 \\ -4,43786E-14 & -5,21472E-15 & 8,68983E-15 & 7,30357E-15 & 51,2823 & -16,8407 & 0,609897 \\ 0,2245 & -0,336537 & -22,9285 & -0,706629 & -0,610095 & -0,336416 & 0,0025711 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t) \end{bmatrix}$$

Рис. 8. Непрерывная модель состояния дозатора пускового коллектора ФКС

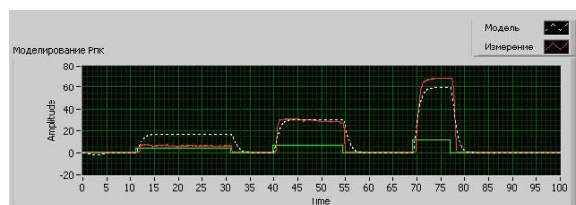


Рис. 9. Оценка качества модели состояний динамики давления пускового коллектора

3. Синтез оптимального вектора усиления и на его основе параметров наблюдателя (рис. 10), обеспечивающего заданное размещение полюсов наблюдателя (алгоритм Аккермана) или оптимальную оценку при наличии шумов измерений (фильтр Калмана).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,999975 & -0,271826 & 0,999741 & 0,0219928 & 0,0219987 & -0,00231714 & -0,0318789 & 0,0399469 \\ 0,271813 & 0,999721 & -0,275697 & 0,00199599 & 0,00232916 & 0,0017499 & 0,0379029 & 0,0125551 \\ -0,26378E-7 & 7,33732E-7 & 0,961215 & -0,0100089 & 2,04716E-6 & -1,99108E-7 & -0,472308E-6 & 3,8723E-6 \\ 0,00162089 & 0,00159214 & 0,205057 & 0,00494944 & 0,191644 & -0,629893 & -0,0019206 & 0,00913264 \\ -0,000401192 & 0,000400105 & -0,000200014 & 0,000273462 & 0,629494 & 0,187562 & -0,00799347 & -5,20630E-5 \\ 0,2245 & -0,336537 & -22,9285 & -0,706629 & -0,610095 & -0,336416 & 0,0025711 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t) \end{bmatrix}$$

Рис. 10. Дискретный наблюдатель Аккермана для оценки давления топлива в пусковом коллекторе

4. Анализ качества работы фильтра при имитации сигнала с шумами датчика давления (рис. 11).

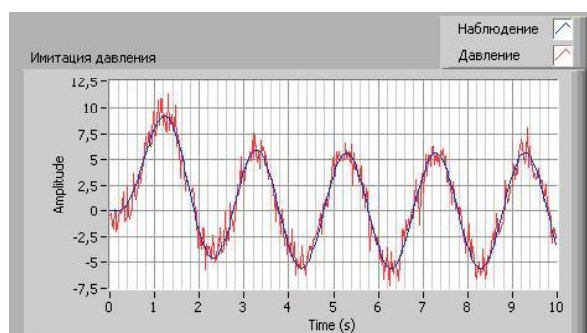


Рис. 11. Имитация сигнала с шумами датчика давления топлива

2.4. Автоматизированная настройка параметров замкнутых контуров управления ТРДДФ

Автоматизированная настройка параметров замкнутых контуров управления ТРДДФ основывается на базе моделей, полученных при настройке фильтров измеренных сигналов и на

примере контура стабилизации давления форсажного коллектора включает:

1. Синтез для полученной модели параметров ПИД-регулятора, обеспечивающего заданные технические требования к качеству переходных процессов (рис. 12).

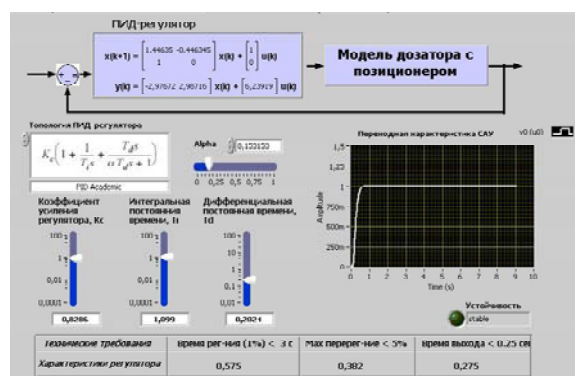


Рис. 12. Синтез ПИД-регулятора положения дозатора пускового коллектора

2. Анализ качества переходных процессов при имитации динамики САУ с учетом реальных ограничений на управляющие воздействия (рис. 13).

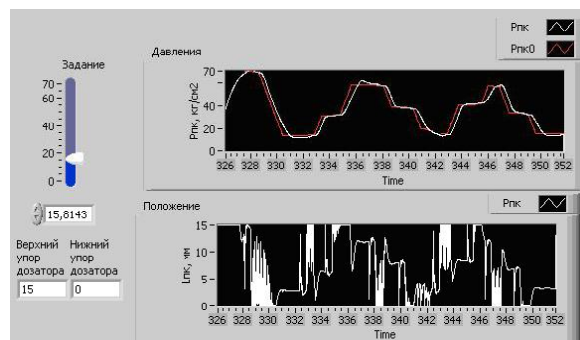


Рис. 13. Имитация работы замкнутого контура САУ

2.5. Автоматизированная настройка параметров программных контуров управления

Основными этапами автоматизированной настройки программных регуляторов на примере программного контура управления соплом являются:

1. Подготовка трендов параметров для настройки программного контура управления соплом ТРДДФ (рис. 14).
2. Формирование программы управления соплом (табл. 1) по расходу топлива в форсажную камеру $F_{kr} = f(G_{tr})$.
3. Имитация работы САУ ТРДДФ при запуске и форсажной приемистости с оценкой газодинамической устойчивости компрессоров.

Таблица 1

Момент времени	Режим	$G_{тфПК}$, кг/ч	$G_{тфВК}$, кг/ч	$G_{тфНК}$, кг/ч	$G_{тфΣ}$, кг/ч	$F_{кр2}$, см ²
42:50	ПФ	730	2093	3400	6223	2260
43:25	1,6М	730	1774	2900	5404	2140
43:55	1,5М	730	1375	2275	4380	2000
44:15	Ф	730	1200	2000	3930	1936
44:40	ВК	730	1200	0	1930	1805



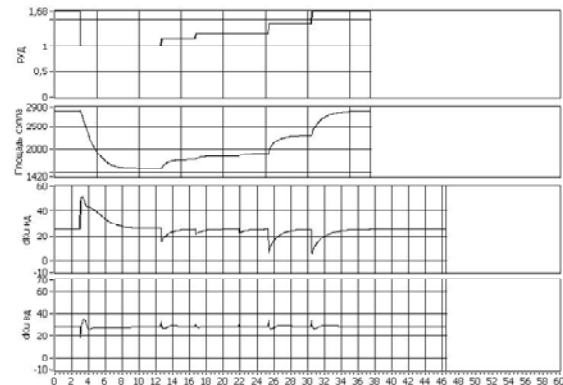
Рис. 14. Снятие программных значений площади критического сечения сопла для площадок дроссельной характеристики ТРДДФ

В качестве примера на рис. 15а приведены результаты имитации работы САУ ТРДДФ на переходных режимах без разомкнутого контура управления соплом по РУД и частоте вращения компрессора и настроенным программным регулятором (рис. 15б), обеспечивающим снижение используемых запасов газодинамической устойчивости вентилятора вследствие корректного согласования изменения расхода форсажного топлива и площади сопла.

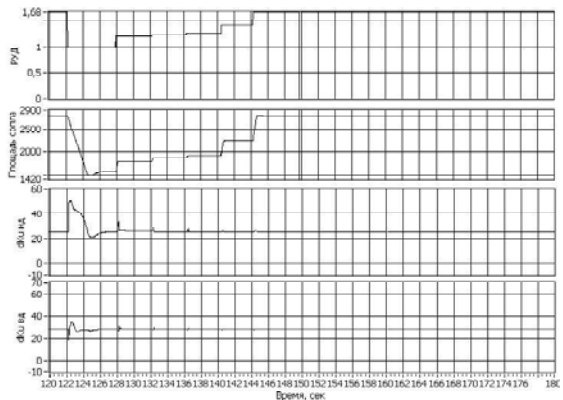
При автоматизированной настройке параметров программного контура управления заполнением коллекторов ФКС выполняются:

1. Подготовка архивных трендов параметров заданного положения дозаторов и давления топлива перед форсунками с заполнением и без заполнения коллекторов.

2. Автоматическая идентификация на базе методов корреляционного анализа импульсных переходных характеристик и оценка транспортного запаздывания между изменениями заданного положения дозаторов и давления топлива по количеству коэффициентов, величина которых меньше доверительного уровня оценки импульсной характеристики (рис. 16).



а)



б)

Рис. 15. Приемистость ТРДДФ на режимах «М-МФ-ВК-НК-Ф-ПФ»: а) — с не настроенным разомкнутым контуром управления соплом; б) — с настроенным разомкнутым контуром управления соплом

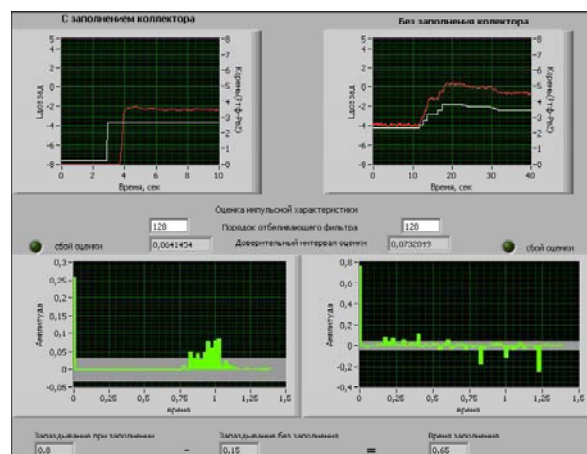


Рис. 16. Автоматизированная оценка времени заполнения коллекторов ФКС

3. Оценка времени заполнения коллектора по разности запаздывания в трендах с заполнением и без заполнения коллекторов.

4. Формирование программы заполнения контуров с учетом $L_{\text{доз}}/dt$.

Выводы

Таким образом, реализованная на базе комплекса автоматизации испытаний КАИ-25Ф система автоматизированной диагностики и настройки параметров САУ при моторных испытаниях двигателя позволяет:

- контролировать отказы измерительных каналов САУ, уровень которых находится в диапазоне нормальной работы применяемых в настоящее время допусковых и перекрестных методов контроля;
- повысить качество настройки замкнутых и программных контуров управления САУ;
- сократить потребное время моторных испытаний двигателя за счет автоматизации про-

цедур поиска оптимальных параметров контуров управления САУ.

Литература

1. Васильев В.И., Гусев Ю.М., Иванов А.И. и др. Автоматический контроль и диагностика систем управления силовыми установками летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.

2. Интегральные системы автоматического управления силовыми установками самолетов / Под ред. докт. техн. наук проф. А.А.Шевякова. — М.: Машиностроение, 1983. — 283 с.

Поступила в редакцию 16.06.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Епифанов С.В. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

Запропоновано процедуру виконання автоматичної діагностики збоїв вимірювальних каналів САК, що базується на ідентифікації в реальному часі авторегресійних моделей сигналу з ковзаючим середнім. Запропоновано процедуру автоматизованого налаштування алгоритмів фільтрації сигналів вимірювальних каналів замкнених контурів електронної частини САК із застосуванням оптимальних цифрових фільтрів Калмана та Акермана. Розглянуто основні етапи виконання автоматизованого налаштування параметрів замкнених та розімкнених контурів керування ТРДДФ на прикладі контурів керування реактивним соплом та дозаторів форсажного палива. Наведені підходи базуються на створеному апаратно-програмному комплексі автоматизації випробувань двигунів КАИ-25Ф, який створений для рішення задач супроводу розробки та випробувань контурів керування соплом та форсажем двигуна АИ222-25Ф.

Automatic diagnostics implementation procedure of automatic control system measuring channels failures is offered. Procedure is based on authentication of real time sliding middle autoregressionnykh models. Procedure of the automated tuning of signals measurings channels filtration algorithms of electronic part automatic control system reserved contours is offered with the use of optimum digital filters of Kalman and Akkerman. The automated parameters tuning implementation basic stages of the reserved and broken a secret control contours of the turbojet engine with a forcing combustion chamber are considered. The example of the control contours tuning of the reactive nozzle and forcing fuel metering devices is resulted. The resulted algorithms are based on the created KAI-25F device-programmatic engines tests automation complex. The complex is created for the tasks decision of development and tests accompaniment of forcing fuel and reactive nozzle control contours.

УДК 629.76.001.2

П.Г. Хорольский
НИИ энергетики Днепропетровского национального университета,
Украина

ОБЩИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ КОСМИЧЕСКОЙ ОБСТАНОВКИ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ЕЕ ДИНАМИКОЙ

На базе проектного подхода «сверху-вниз» определены основные общие математические модели процессов космической обстановки как сложной физической и социально-политической системы. Для описания физических процессов предлагается использовать уравнения космической механики, аэрогидромеханики (Эйлера, Навье-Стокса), электродинамики (Максвелла, Лоренца), магнитных гидродинамики или газовой динамики. Для учета случайных возмущающих факторов предлагается использовать редукцию уравнений от детерминированного описания к стохастическому с их представлением марковской цепью и последующим использованием ФПК-уравнения. Информационные процессы описываются аналогично электрическим, а социальные — уравнениями типа Лотка-Вольтерра. Взаимодействие подсистем осуществлено с помощью стохастических дифференциальных уравнений в форме Стратоновича. Сформирована задача приведения космической обстановки к желаемому виду как задача оптимального управления.

Искусственная среда, космическая обстановка, космическое пространство, небесные тела, космическое вещество, математические модели, управление, информационные процессы, социальные процессы.

Введение

Современная космонавтика расширяет эксплуатацию околоземного космического пространства (КП) и наращивает усилия по освоению дальнего космоса. Одним из начальных этапов проектирования новых ракетно-космических аппаратов и систем, как и любых иных изделий, является моделирование среды их функционирования.

1. Формулирование проблемы

С современных позиций процессы, происходящие в космосе, рассматриваются как некая космическая обстановка (КОБ) [1], полного модельного описания которой нет. Это препятствует полномасштабной реализации системного подхода к построению сценариев дальнейшего освоения космоса и чревато большими техническими, экономическими и экологическими рисками. Так, в [1], где приведена методология системного анализа техногенной околоземной КОБ, введена лишь структура моделей. В [2] дано общее определение КОБ как обстановки внутри сложной взаимосвязанной физической и социально-политической системы. Для моделирования КОБ

необходимы соответствующие математические модели (ММ). Одним из возможных системных подходов по их созданию является проектный подход «сверху-вниз», т. е. от общих моделей к частным, реализованный ниже.

1.1 Общие соотношения

Движение небесных тел (НТ) определяется в общем случае из решения системы уравнений

$$\left\{ \begin{matrix} \vec{v}; \vec{r} \end{matrix} \right\}^T = \left\{ \begin{matrix} \frac{\vec{F}_m + \vec{F}_p}{m} - \nabla U(\vec{r}); \vec{v} \end{matrix} \right\}^T, \quad (1)$$

где $\vec{v}$, $\vec{r}$, m — вектор скорости, радиус-вектор центра масс в некоторой системе координат и масса НТ в момент времени t ;

$\vec{F}_m$, $\vec{F}_p$ — векторы равнодействующих массовых (гравитационных) и поверхностных сил, действующих на НТ;

U — гравитационный потенциал в точке пространства, определяемой $\vec{r}$;

T — символ транспонирования.

1.2 Постановка задачи

Космос характеризуется существенным различием пространственно-временных масштабов протекающих в нем процессов. Целью работы является разработка ММ преимущественно феноменологического и макроскопического характера, позволяющих составить достаточно общее представление о КОБ и являющихся основой для разработки конкретных моделей.

Рассмотрим $n \in \Lambda \subset \mathbb{N}$ областей Ω_n КП, представляющих интерес, с характерными размерами $X_n \in [0, +\infty)$ и расстояниями между ними $\Psi_n \in [0, +\infty)$, т. е. в общем случае может быть та-

кое k -е подмножество $\Lambda_k \subset \Lambda$, $k \in \left[1, \sum_{i=1}^n C_n^i\right]$,

где C_n^i — число сочетаний из n по i , что $\bigcup_{n_k \in \Lambda_k} \Omega_{n_k} \neq \emptyset$. Среди Ω_n всегда можно вы-

делить область Ω_1 , представляющую наибольший интерес, и тогда влияние $\Omega_\ell, \ell \neq 1$, будет возмущающим для Ω_1 . Необходимо построить общие ММ для описания взаимных влияний и движений Ω_n или Ω_ℓ и Ω_1 .

Для прогнозирования антропогенного влияния на КОБ необходимы также общие ММ социальных и информационных процессов.

2. Решение проблемы

К этому времени предметные области знания накопили большой арсенал ММ и решение поставленной задачи сводится к их выбору и соответствующей интерпретации переменных, констант и коэффициентов. Осуществление интерпретаций предоставим последующим этапам конкретизации задач.

Первая группа ММ должна описывать динамику движения вещества в КП. Это движение можно рассматривать как поток реологической жидкости (как это принято для техногенных тел в околоземном пространстве [3]) и описать его с помощью уравнений Эйлера или Навье-Стокса [4].

Вторая группа моделей должна описывать динамику изменения электромагнитных поля (ЭМП):

- для больших расстояний от источников полей — системой уравнений Максвелла [4];
- для малых — системой уравнений Лоренца [4].

Взаимодействие электромагнитных полей с потоком космического вещества можно описать

уравнениями магнитной гидродинамики (УМГид) или газовой динамики (УМГад). УМГид представляет совокупность уравнений Максвелла для ЭМП, гидродинамических уравнений движения, термодинамических уравнений состояния и уравнения закона сохранения энергии (см. [4]). УМГад описывается совокупностью уравнений Максвелла, а также уравнений сохранения массы, количества движения и энергии, а также уравнения состояния (там же).

Указанные модели не учитывают влияния случайных возмущающих факторов. Поэтому третья группа моделей осуществляет их учет путем, например, редукции от детерминированного описания к стохастическому согласно [5] с описанием процессов с помощью марковской цепи и использованием ФПК-уравнения для получения плотности распределения вероятности пребывания фазовых параметров в дискретных состояниях.

Динамика численности (наблюдаемой в текущий момент времени $-\theta_t$ — и ненаблюдаемой $-\zeta_t$) материальных объектов в Ω_n описывается системами уравнений [6].

Четвертая группа моделей должна описывать информационные процессы (ИП). Соответствующие уравнения строятся аналогично описаниям электрических и магнитных полей с использованием понятий [7]: информационного потенциала, количества информации и плотности ее потока, информационной мощности, смысловой энергии информационного тока и его плотности, информационной индукции. ИП в структурированных сообществах описываются с помощью уравнений, составляемых на основе правил Кирхгофа.

Пятая группа ММ описывает социально-политические процессы. Они интересуют в целом, с точки зрения распределения предпочтений населения в части выбора каких-либо решений, что может быть описано моделями типа Лотка-Вольтерра [8].

Шестая группа должна описывать взаимодействие всех подсистем КОБ. Включая космос в существующую социально-экономическую среду Ξ

и представляя ее элементы $i = \overline{1, m}$ как совокупности ресурсов любой природы, представляемые

компонентами обобщенного вектора-столбца $\vec{P}$, динамику процессов в предметной области отношений Ξ в общем случае описывают с помощью стохастических дифференциальных уравнений в форме Ито или Стратоновича, как в [9].

Заданием начальных (НУ) и граничных условий определяют распределение искомым характеристик в Ω_n .

Цель изменения КОБ можно представить в виде соответствующего функционала $\tilde{F}(t, \vec{P}, \vec{u})$

вида [9], где $\vec{u}$ — вектор управлений. В $\vec{P}$ могут быть включены параметры движения или их комплексы. В $\vec{u}$ могут входить НУ и коэффициенты, входящие в уравнения. Тогда задачу приведения КОБ к желаемому виду можно представить как задачу оптимального управления

$$\vec{u}^{\text{opt}} = \max_{\vec{u}} \tilde{F}(t, \vec{P}, \vec{u}). \quad (2)$$

Для реализации $\vec{u}^{\text{opt}}$ необходимо решить проблему интерпретации качественных компонент $\vec{u}$.

Заключение

Определены в общем виде основные группы ММ, описывающих динамику изменения КОБ во всех ее аспектах как сложной физической и социально-политической системы. Сформирована задача приведения КОБ к желаемому виду как задача оптимального управления. Показано, что основной проблемой реализации этого управления является его интерпретация.

Дальнейшие исследования должны быть посвящены конкретизации описанных моделей и поиску методов решения задачи управления КОБ.

Литература

1. Пудовкин О. Л. Методологические основы системного анализа техногенной космической обстановки // Космонавтика и ракетостроение. — 2000. — № 18. — С. 20 — 39.

2. Хорольский П. Г. Формирование основ концепции анализа космической обстановки // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки: Зб. наук. праць. — Т. 7. — Дніпропетровськ: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту, 2007. — С. 135 — 140.

3. Пудовкин О. Л., Пряхина Е. Б. Распределение техногенных тел в околоземном пространстве и оценка их воздействия на космические аппараты // Космич. исслед. — 1994. — № 4—5. — С. 76—82.

4. Яворский Б. М., Детлаф А. А. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. — М.: Наука, ГФМЛ, 1977. — 944 с. Библиогр.: 148, 311—312, 318—320, 343—350, 425—427, 498—502, 506—514.

5. Алещенко Г. М., Фаткин Ю. М. Стохастический синтез оптимального управления // Автоматика и телемеханика. — 1976. — № 10. — С. 5 — 16.

6. Меньшиков В. А. Метод оценки вероятности столкновения космического аппарата с ненаблюдаемым космическим мусором / В. А. Меньшиков, И. А. Постовит, Л. А. Пчелинцев / Космические исследования. — 1997. — № 6. — С. 618—623.

7. Денисов А. А., Колесников Д. Н. Теория больших систем управления. Л.: Энергоиздат, Ленингр. отд-ние, 1982. — 288 с. — Библиогр.: С. 174 — 254.

8. Николис Г., Пригожин И. Самоорганизация в неравновесных системах: От диссипативных структур к упорядоченным через флуктуации. — М.: Мир, 1979. — 512 с. — Библиогр.: С. 272 — 280, 466.

9. Сухов А. В. Динамика информационных потоков в системе управления сложным техническим комплексом // Известия АН. Теория и системы управления. — 2000. — № 4. — С. 111 — 119.

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: докт. техн. наук, проф. Н. М. Дронь

На базі проектного підходу «згори-донизу» визначено основні загальні математичні моделі процесів космічної обстановки як складної фізичної і соціально-політичної системи. Для описання фізичних процесів пропонується використати рівняння космічної механіки, аерогідродинаміки (Ейлера, Нав'є-Стокса), електродинаміки (Максвела, Лоренца), магнітних гідродинаміки або газової динаміки. Для урахування випадкових збурюючих факторів пропонується використати редукцію рівнянь від детермінованого описання до стохастичного з їх представленням марківським ланцюгом і наступним використанням ФПК-рівняння. Інформаційні процеси описуються аналогічно електричним, а соціальні — рівняннями типу Лотка-Вольтерра. Взаємодію підсистем описують за допомогою стохастичних диференціальних рівнянь у формі Стратоновича. Сформовано задачу приведення космічної обстановки до бажаного вигляду як задачу оптимального керування.

On the basis of the design approach the basic common mathematical models of processes of space conditions as complex physical and sociopolitical system are «from top to down» determined. For the description of physical processes it is offered to use the equations of space mechanics, an aerohydrodynamics (by the Euler equation), electrodynamics (by the Maxwell and Lorentz equations), magnetic hydrodynamics or gas dynamics. For the account of casual revolting factors it is offered to use a reduction of the equations from the determined description to stochastic with their representation Markov circuit and subsequent use of the FPC-equation. Information processes are described similarly electric, and social - by the equations such as the Lotka-Volterra. Interaction of subsystems is carried out with the help of the stochastic differential equations in form of Stratonovich. The problem of reduction of space conditions to a desirable kind as a problem of optimum control is generated.

УДК 681.518.54

В.Ф.Миргород, В.М. Грудинкин
ОАО «Элемент», г. Одесса, Украина

МОДАЛЬНАЯ И ИНТЕГРАЛЬНАЯ ФОРМЫ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предложена модальная форма математических моделей динамики газотурбинных двигателей, отличающаяся аппроксимацией сопровождающей матрицы траекторий собственных значений характеристического полинома. Исследованы свойства и установлены преимущества модальной формы. Рассмотрено обобщение математических моделей в виде интегральных уравнений Вольтерра второго рода, имеющих большую общность и преимущества в численной реализации по сравнению с известными дифференциальными моделями. Выполнена идентификация предложенных математических моделей для одного из типов двигателей.

Математическая модель, компьютерная реализация, газотурбинный двигатель.

Введение

Газотурбинный двигатель (ГТД) является одним из наиболее совершенных и наиболее сложных объектов энергетики, в котором рационально объединено взаимодействие термогазодинамических процессов для достижения высоких технико-экономических и экологических показателей. Информационным обеспечением всех этапов жизненного цикла ГТД является его математическое моделирование. Компьютерно реализованные математические модели (ММ) высокого уровня сопровождают двигатель в течение его жизненного цикла, представляя собой его информационный портрет. Поэтому проблема усовершенствования математических моделей в направлении повышения уровня адекватности с допустимым уровнем сложности имеет важное научное и прикладное значение.

1. Постановка проблемы и цель исследования

Применяемые модели ГТД имеют значительное разнообразие и отличаются различными областями применения [1]. Среди таких моделей самостоятельное значение и существенную важность имеют имитационные ММ статики и динамики, для которых ГТД представляется единым объектом с совокупностью внешних воздействий и выходных координат. Имитационные модели ГТД в настоящее время являются необходимой составной частью ТЗ на ЭСУ профиля FADEC и используются в стендах-имитаторах, позволяя на этапе проектирования совершенствовать алгоритмы контроля состояния, управления

режимами и диагностики. Как правило, имитационные ММ представляют собой совокупность нелинейной статической и кусочно-линейной динамической моделей (КЛДМ) [1,2], таким образом, в каждой точке рабочего режима ММ является линейной. Успешность применения КЛДМ обусловила разработку ряда их модификаций, среди которых наиболее важными представляются стохастические Марковские ММ [3] и ММ с неопределенными собственными значениями [2]. Однако предложенные модификации КЛДМ имеют недопустимо высокий уровень сложности при компьютерной реализации, что затрудняет их прикладное применение. Практика применения ММ ГТД требует отыскания таких их эквивалентных форм, которые бы без снижения уровня адекватности имели допустимую компьютерную сложность, имея в виду в перспективе реализацию в бортовой ЭСУ.

Целью настоящего исследования является усовершенствования КЛДМ ГТД на основе их модальной формы и разработка эквивалентных форм ММ ГТД в классе интегральных уравнений Вольтерра.

2. Основные результаты исследований

2.1 Модальная форма математических моделей ГТД

Переход к модальной форме ММ ГТД путем диагонализации векторно-матричных уравнений динамики предложен Р.Л. Лейбовым [2] для решения задачи на неопределенные собственные

значения сопровождающей матрицы характеристического полинома, которая сводится к совокупности задач линейного и нелинейного программирования. Размерность последней задачи столь велика, что теряет содержательное значение для практики. Тем не менее, предложение перехода к модальной форме имеет весьма важное значение, ввиду следующих ее преимуществ:

– упрощение численной реализации и необходимых вычислительных ресурсов в n раз, где n – порядок системы,

– достижение возможности качественного исследования ММ, ее фундаментальных свойств, а именно устойчивости, управляемости и наблюдаемости.

Такой переход, в отличие от [2], предлагается осуществить таким образом, чтобы исключить весьма существенный недостаток КЛДМ – разрывность ускорений в точках сопряжения диапазонов, являющийся неблагоприятным фактором, особенно при моделировании турбовальных ГТД.

Для классической формы уравнений состояния, которыми описывается динамика ГТД в каждой точке рабочего режима

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\vec{x} &= A\vec{x} + B\vec{u}, \\ \vec{y} &= C\vec{x} + D\vec{u},\end{aligned}\quad (1)$$

модальной является следующая их форма

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\vec{v} &= S\vec{v} + B_d\vec{u}, \\ \vec{y} &= C_d\vec{v} + D\vec{u},\end{aligned}\quad (2)$$

где $S = VAV^{-1}$ – диагональная матрица из собственных значений s_k матрицы A , V – матрица диагонализации $V = [\vec{v}_1, \vec{v}_2, \dots, \vec{v}_n]$, являющаяся решением задачи на собственные значения

$$A\vec{v}_k = s_k \vec{v}_k. \quad (3)$$

Собственные значения s_k удовлетворяют уравнению

$$\det(sE - A) = 0. \quad (4)$$

Поскольку обычно матрицы в (1) заданы некоторой совокупностью в зависимости от значений режимного параметра r_j , где j – номер уча-

стка дискретизации, возникает естественное предложение их непрерывной аппроксимации. Теоретические основы такого представления известны в матричной алгебре в виде теории λ -матриц [4], то есть матриц, элементы которых являются многочленами от параметра λ .

Можно видеть, что для предлагаемой аппроксимации имеются глубокие основания. Действительно, трудно полагать, чтобы в реальной динамической системе при изменении режимного параметра собственные значения перемещались по разрывным траекториям (случай переключения КПВ рассматривается отдельно). Такие траектории должны быть непрерывными и иметь точки бифуркации, в которых происходит изменение кратности и разделение на комплексно-сопряженные пары. В КЛДМ (1) координаты состояния представляют собой отклонения оборотов турбин от их статических значений в каждой точке рабочего режима, поэтому переход между соседними участками аппроксимации сопровождается возникновением разрыва первого рода для производной оборотов, то есть, ускорения, что противоречит физической сущности динамики ГТД. Поэтому форма (2), представленная через λ -матрицы, является более совершенной аппроксимацией реальной динамики нелинейной системы и ГТД, в частности.

Следуя теории λ -матриц [4], если $A(\lambda)$ является регулярной матрицей ($\det(A(\lambda)) \neq 0$), то она эквивалентна диагональной матрице с элементами, которые являются инвариантными многочленами $A(\lambda)$. Эта диагональная λ -матрица называется канонической формой Смита. Известный [4] путь приведения λ -матрицы к канонической форме Смита состоит в построении унимодальных матриц преобразования, которые, в свою очередь, представляются в виде произведения конечного числа элементарных λ -матриц. Громоздкость и неудобство для компьютерной реализации известного алгоритма затрудняют его практическое применение. Поэтому предлагается осуществить переход к модальной форме уравнений динамики ГТД на основе решения траекторной задачи на собственные значения в виде

$$A(\lambda)\vec{v}_k(\lambda) = s_k(\lambda)\vec{v}_k(\lambda), \quad (5)$$

которая эквивалентна следующей задаче

$$A(\lambda)V(\lambda) = V(\lambda)S(\lambda), \quad (6)$$

где $A(\lambda)$ является известной, $S(\lambda)$ определяется (4), а неизвестными являются траектории элементов собственных векторов.

Если найдется решение траекторной задачи на собственные значения (6), то модальная фор-

ма уравнений динамики ГТД приобретает следующий вид

$$\frac{d}{dt} \vec{v} = S(\lambda) \vec{v} + B_d(\lambda) \vec{u},$$

$$\vec{y} = C_d(\lambda) \vec{v} + D(\lambda) \vec{u}, \quad (7)$$

а изменения координат состояния определяются соотношением

$$\vec{x} = V^{-1}(\lambda) \vec{v} \quad (8)$$

Преимущества формы (7) достаточно очевидны, поскольку достаточно прозрачными становятся запасы устойчивости, в численном виде могут быть определены показатели управляемости и наблюдаемости в виде параметров обусловленности матриц $B_d(\lambda)$ и $C_d(\lambda)$ на режимах, имеет место непрерывность ускорений.

Траекторная задача на собственные значения (6) имеет нетривиальный характер и недостаточно полно рассмотрена в теории λ -матриц. Первая проблема в виде комплексного характера матрицы диагонализации решается использованием блочно-диагональной формы Шура. Компьютерная модель на рисунке 1 иллюстрирует такую форму.

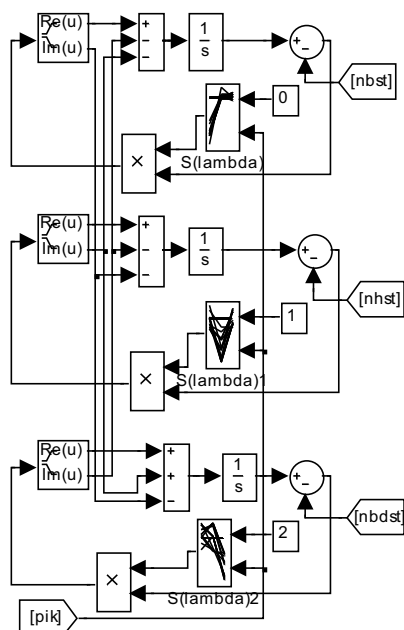


Рис. 1. Компьютерная модель динамики трехвального ГТД в модальной форме

Вторая проблема состоит в определении такой совокупности собственных векторов, которые бы образовывали непрерывные траектории.

Стандартное программное обеспечение универсальных программных пакетов такой возможности не предоставляет. Однако такие проблемы носят непринципиальный технический характер и вполне преодолимы. Тестирование предлагаемой ММ выполнено на данных полетной регистрации трехвального ТРДД в режимах приемистости – встречная приемистость и его результаты иллюстрирует рисунок 2.

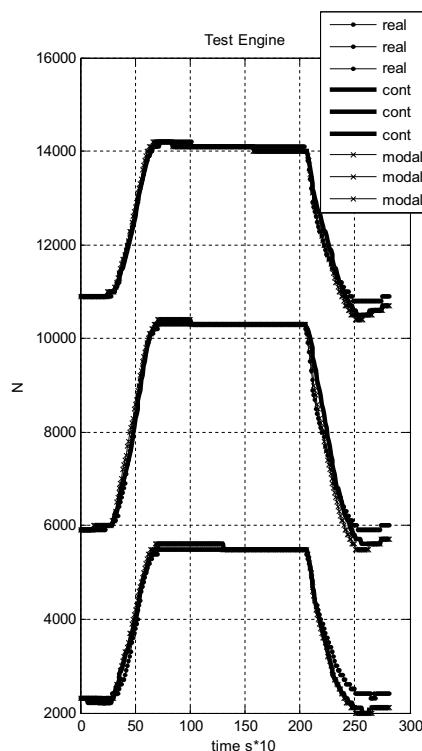


Рис. 2. Результаты компьютерного моделирования в сопоставлении с реальными данными

На рисунке представлены изменения оборотов турбин и их модельные значения по форме (1) С.В. Елифанова и определенные по модальной форме. Как это следует из результатов компьютерного моделирования в сопоставлении с реальными данными, различия не являются существенными.

2.2 Интегральная форма математических моделей ГТД

Рассматривая решение (1)

$$\Delta \vec{x}(t) = \int_{t_n}^t \Phi(t,s) B(s) \Delta \vec{u}(s) ds, \quad (9)$$

где Φ – переходная матрица (1), можно заметить, что решение задачи на собственные значения и построение их траекторий в зависимости от режимного параметра по сути является аппрокси-

мацией ядра интегрального преобразования (9) разностным экспонентным ядром, так как для каждой из участков аппроксимации матрицы A , B , C , D являются фиксированными.

Отсюда следует предположение, что основные термогазодинамические параметры ГТД могут быть связаны более общей, в сравнении с (1), (7) математической моделью, а именно ММ в виде интегральных уравнений Вольтерра. Такая ММ первоначально построена для установившихся режимов ГТД, а в последующем и для динамических режимов.

Исходной гипотезой для построения ММ для установившихся режимов ГТД является предположение, согласно которому энергетический параметр двигателя в виде степени повышения давления, определяющий тяговые характеристики ГТД, аддитивно связан с оборотами его турбин

$$\pi_k(G_T) = \sum_{i=1}^N \alpha_i(G_T) \cdot n_i(G_T), \quad (10)$$

а градиенты оборотов турбин по расходу топлива в свою очередь определяются этим энергетическим параметром

$$\left. \begin{aligned} \frac{dn_i(G_T)}{dG_T} &= \beta_i(G_T) \pi_k(G_T), \\ i &= \overline{1, N}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $\{\alpha_i \cdot (x)\}$, $\{\beta_i \cdot (x)\}$ – системы некоторых линейно независимых функций.

Из (10), (11) непосредственно вытекает эквивалентная ММ в виде интегрального уравнения Вольтерра II-го рода с сепарабельным ядром.

Идентификация ММ (12) выполнена по статическим характеристикам и базам данных испытаний того же двигателя и дала приемлемые результаты [5]

$$\pi_k(G_T) = \sum_{i=1}^N \alpha_i(G_T) n_i(G_n) + \sum_{i=1}^N \alpha_i(G_T) \int_{G_n}^G \beta_i(s) \pi_k(s) ds. \quad (12)$$

Преимущества ММ (12) представляются достаточно значительными: основные характеристики ГТД определяются небольшой совокупно-

стью линейно независимых функций, которые имеют ясное физическое содержание и довольно несложно определяемых в численном виде по экспериментальным данным.

Заключение

Таким образом, практика проектирования современных электронных систем измерения параметров, управление и диагностики требует создания адекватных компьютерно-ориентированных математических моделей авиационных двигателей. Адекватность модели ГТД должна быть обеспечена ее соответствием реальным данным испытаний, а возможности компьютерной реализации удовлетворять требованиям к бортовой и наземной диагностирующей аппаратуре. Предлагаемые новые ММ авиационных ГТД имеют ряд важных преимуществ, в сравнении с известными дифференциальными моделями благодаря большей общности интегральных уравнений Вольтерра и возможностями их численной реализации. Обучение разработанных ММ выполнено с применением современных алгоритмических и программных средств и позволяет индивидуализировать их параметры относительно конкретного экземпляра двигателя. На основе предлагаемых ММ может быть решен широкий круг задач оптимизации, что и определяет перспективы дальнейших исследований.

Литература

1. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / Епифанов С.В., Кузнецов В.И., Богаенко И.И. и др. // – К.: Техника, 1998. – 312 с.
2. Лейбов Р.Л. Системы с неопределенными собственными значениями – М.:Изд. асс. строит. вузов, 2006. – 184 с.
3. Куликов Г.Г. Марковские модели сложных динамических систем: идентификация, моделирование и контроль состояния / Куликов Г.Г., Флеминг П.Дж., Брейкин Т.В. и др. // – Уфа.: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 1998. – 104 с.
4. Воеводин В.В. Матрицы и вычисления / Воеводин В.В., Кузнецов Ю.А. // – М.: Наука, 1984. – 320 с.
5. Миргород В.Ф. Виртуальный стенд моделирования систем авиационных двигателей / Миргород В.Ф., Грудинкин В.М. // Искусственный интеллект. – 2006. – №3. – С. 186 – 191

Поступила в редакцию 01.07.08

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Г. Антошук
Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса.

Запропоновано модальну форму математичних моделей динаміки газотурбінних двигунів, яка відрізняється апроксимацією супроводжувальної матриці траєкторій власних значень характеристичного поліному. Досліджено властивості та встановлено переваги модальної форми. Розглянуто узагальнення математичних моделей у вигляді інтегральних рівнянь Вольтерра другого роду, які мають більшу спільність та переваги у кількісній реалізації у порівнянні з відомими диференціальними моделями. Виконана ідентифікація запропонованих математичних моделей для одного з типів двигунів.

The modal form of the mathematical models for gas turbine dynamics, which differ by approximation of an accompanying matrix of the trajectories of characteristic polynomial is offered. The properties are investigated and the advantages of the modal form are established. Generalization of epy mathematical models in the form of Volter's integral equations of second type, which have the greater generality and the advantages in numerical realizations in comparison with known differential models are considered. Identification of the offered mathe matical models for one of types of engines is executed.

УДК 627.7.018 (075)

В.А. Григорьев, А.В. Лапшин, В.А. Киреев
Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королева, Российская Федерация

ИЗМЕРИТЕЛЬНО - ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ ИСПЫТАНИЙ И ДИАГНОСТИКИ ТРДД

Рассмотрен измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) для автоматизированных испытаний и диагностики ТРДД, который может использоваться для научных исследований, а также в учебных целях при проведении лабораторного практикума. При создании комплекса ставилась задача автоматизации всех предпусковых операций и процесса испытаний ТРДД. Созданный ИВК АСИ АИ-25 образует два уровня: нижний уровень, куда входят датчики, исполнительные механизмы, автоматизированный пульт управления, на котором находится РУД с электроприводом, контроллер SIMATIC S7, демонстрационные панели и автоматизированное рабочее место (АРМ) оператора и верхний уровень в составе сервера базы (БД) и АРМ преподавателя и студентов. Управление процессом испытаний может осуществляться при помощи виртуальных манипуляторов, отображаемых на АРМ оператора, а также автоматически по заранее задаваемой программе АСИ.

Диагностика осуществляется в автоматическом режиме с выдачей оператору сигнала о неисправности тех или иных компонентов системы. В режиме реального времени результаты диагностики системы отображаются на специальной мнемосхеме на АРМ оператора.

Автоматизированное рабочее место, автоматизированная система испытаний (АСИ), турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД), система измерения, пульт управления.

Введение

Большую роль в процессе создания ГТД имеют экспериментальные исследования на испытательных стендах. Испытания ГТД и их узлов проводят: при проведении научно-исследовательских работ (НИР), в процессе доводки новых двигателей, при серийном производстве.

Несмотря на современные компьютерные методологии создания ГТД, объем экспериментальных исследований и испытаний их в настоящее время весьма значителен. Основным направлением повышения эффективности испытаний ГТД является их автоматизация и применение автоматизированных систем испытаний (АСИ) ГТД.

При этом сокращается время и трудоемкость проведения испытания и обработки его результатов, повышается информативность испытания и достоверность получаемых параметров.

1. Формулирование задачи

Создание измерительно-вычислительного комплекса для ТРДД АИ-25 на учебном стенде кафедры теории двигателей летательных аппара-

тов СГАУ преследует следующие цели: ознакомление студентов с современным измерительно-вычислительным оборудованием, с современной технологией проведения автоматизированных испытаний, сокращение времени испытаний, экономия топлива и ресурса двигателя, снижение финансовых затрат и улучшение условий труда обслуживающего персонала.

Комплексная автоматизированная система должна обеспечивать автоматизацию процесса испытаний и всех предпусковых операций: открытия каналов всасывания и выхлопа, включения топливного насоса и источников питания, проверки готовности стендовых систем, выполнения градуировки измерительных каналов по заданной программе. После выполнения указанных операций АСИ должна производить запуск вспомогательного ГТД АИ-9, затем ТРДД АИ-25, устанавливать режимы работы двигателя после отключения АИ-9 и обеспечивать получение измерительной информации в реальном масштабе времени, а также результатов измерений и термодинамического анализа в темпе испытаний.

После завершения программы испытаний АСИ выдает команду на остановку двигателя и приводит стендовые системы в исходное состояние.

2. Решение задачи

2.1 Структурная схема построения ИВК АСИ

Созданный ИВК АСИ АИ-25, отвечающий современному состоянию распределенных многоуровневых автоматизированных систем [1], образует два уровня:

- нижний уровень, куда входят датчики, исполнительные механизмы, пульт управления, где находится РУД с электроприводом, контроллер, демонстрационные панели и автоматизированное рабочее место (АРМ) оператора;

- верхний уровень в составе сервера базы данных (БД), АРМ преподавателя и семь АРМ для студентов. Схема взаимодействия компонентов ИВК АСИ АИ25 показана на рис. 1.

Нижний уровень системы функционирует в реальном времени и обеспечивает автоматизированное управление двигателем, стендовыми системами, регистрацию и предварительную обработку параметров в процессе испытаний.

Система нижнего уровня строится на базе программно-аппаратных средств SIMATIC S7 фирмы Siemens. Аппаратные средства системы нижнего уровня включает программируемый контроллер SIMATIC S7-300 с набором модулей ввода/вывода, демонстрационные панели и АРМ оператора.

Для обеспечения информационного обмена между контроллером и демонстрационными панелями используется сеть нижнего уровня Profibus.

Информационная подсистема верхнего уровня функционирует на базе локальной вычислительной сети (ЛВС) и включает сервер баз данных, автоматизированные рабочие места преподавателя и студентов, сервер видеоконференции.

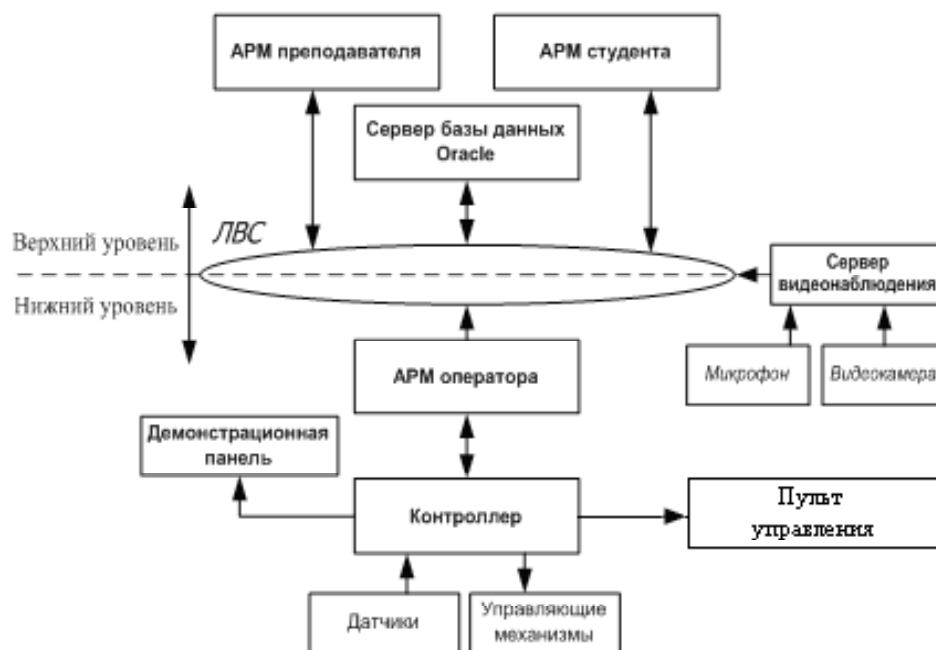


Рис. 1. Структурная схема измерительно-вычислительного комплекса АСИ АИ-25

Все компьютеры подключаются к ЛВС с использованием стандартного сетевого адаптера 10/100 Мбит/с через коммутатор Ethernet.

На сервере БД формируется база данных технологической информации АСИ АИ-25 в целом, поддерживается возможность конфигурирования базы данных и сопровождения архива значений параметров.

Сбор и передача данных с АРМ оператора в архив на сервере БД осуществляется специализированным интерфейсным приложением.

Управление испытанием возможно и в ручном режиме, оно осуществляется оператором с пульта (рис. 2а), на котором размещаются все орга-

ны управления и штатные индикаторы вспомогательного ГТД АИ-9 и основного ТРДД АИ-25 (рис. 2б).

Управление процессом испытаний возможно также при помощи виртуальных манипуляторов, отображаемых на видеокadre АРМ оператора (рис. 3), а также автоматически по заранее задаваемой программе АСИ при помощи управляемых контроллером исполнительных механизмов.

Установка положения РУД производится с помощью электропривода, по сигналам с контроллера, а необходимый режим работы двигателя задается по частоте вращения ротора компрессора высокого давления.



Рис. 2. Пульт управления и ТРДД АИ-25 на автоматизированном учебно-исследовательском стенде

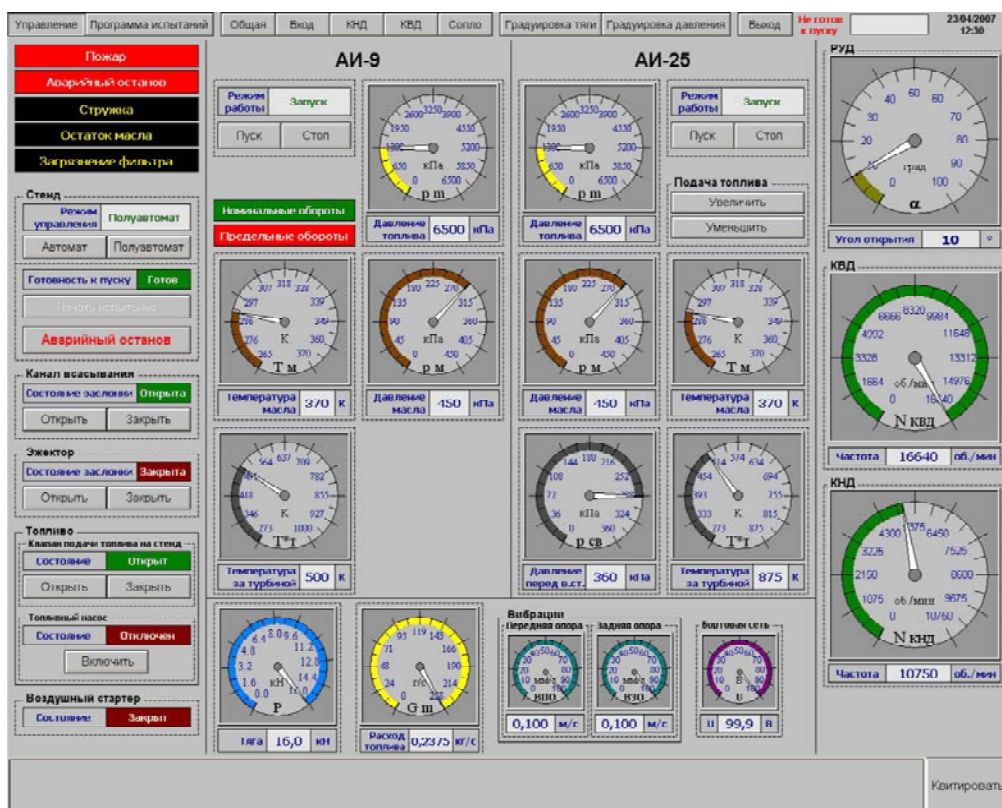


Рис. 3. Виртуальные манипуляторы и приборы на видеокadre АРМ оператора

Функционально АСИ разделена на следующие подсистемы: подсистема управления двигателя; комплекс датчиков, преобразующих физические значения параметров в изменение электрических сигналов; комплекс исполнительных механизмов; программируемый логический контроллер для ввода, вывода и предварительной обработки контролируемых параметров и управляющих сигналов; демонстрационных панелей и АРМ оператора, обеспечивающих визуализацию процесса управления и получения измеритель-

ной информации; информационная подсистема, включающая сервер баз данных на основе СУБД Oracle для длительного хранения данных и учебно-исследовательские рабочие места, предназначенные для организации и визуализации процесса испытаний, проведения научно-исследовательских расчетов и выполнения учебных лабораторных работ.

Помимо вышеперечисленных компонентов в систему включены сервер видеоконференции и коммуникационное оборудование.

В АРМ преподавателя и студентов используются промышленные ПК Advantech IPC-510-SYS1-4, представляющие собой рабочие станции, которые имеют достаточно высокую вычислительную мощность для работы с современными АСУ.

Компьютеры имеют промышленное исполнение и способны работать в жестких условиях эксплуатации. На их работоспособность не могут повлиять ни высокая влажность, экстремальные температуры, вибрации или удары.

2.2. Система измерения ИВК АСИ АИ-25

В системе измерения комплексной АСИ используются современные датчики и преобразователи.

Для преобразования аналоговых сигналов с датчиков давления, термодар, термосопротивлений в цифровой код в контроллере АСИ установлены восемь аналоговых 8-канальных модулей ввода типа SM 331.

Для обработки дискретных сигналов применен 16-канальный модуль типа SM 321, который используется в системе блокировки и сигнализации стенда.

В системе управления стендовым оборудованием и испытуемого двигателя использовался 32-канальный модуль вывода дискретных сигналов типа SM 322 с выходными параметрами $U = 24 \text{ В}$, $I = 0,5 \text{ А}$.

Обработка частотных сигналов с датчиков измерения частоты вращения роторов компрессоров низкого и высокого давлений производится с помощью частотного модуля-преобразователя типа FM 350-2.

Для измерения температуры воздуха на входе двигателя применяются платиновые термопреобразователи сопротивления типа ТСР 012-014.

Для измерения давлений в двигателе используются измерительные преобразователи избыточного давления типа SITRANS P, серии Z, которые позволяют измерять давление с погрешностью не более 0,5%.

Для измерения перепада давлений используются датчики дифференциального давления SITRANS P DS III с погрешностью 0,1%.

Измерение расхода топлива производится преобразователем типа MASS 2100 DI. 1.5, который обеспечивает измерение расхода топлива с погрешностью не более 0,25%.

Измерение тяги двигателя осуществляется с помощью устройства для измерения усилий SIWAREX R серии SB с погрешностью не более 0,1%.

В АСИ предусмотрена автоматизированная градуировка и аттестация измерительных каналов. При этом во время градуировки канала измерения тяги сигналы управления с контроллера подаются на электропривод нагрузочного устройства тягоизмерительного станка или на уп-

равляемый редуктор при градуировке датчиков давления.

Анализ особенностей методики обработки полученных экспериментальных данных при автоматизированных испытаниях двигателя, приведен в работе [2].

Диагностика двигателя в АСИ осуществляется по данным регистрации уровня вибрации с помощью штатных вибродатчиков и контроля температуры газа за турбиной, а также температуры масла в двигателе АИ-25. В случае превышения контрольных значений указанных параметров при испытании двигателя АСИ выдает команду на остановку двигателя.

Диагностика программных и технических средств АСИ АИ-25 включает в себя проверку работоспособности как аппаратных, так и программных средств автоматизированной системы. Компоненты автоматизированной системы имеют возможность диагностики и самодиагностики измерительных каналов до модуля ввода/вывода.

Для токовых аналоговых сигналов установлена сигнализация обрыва линии или короткого замыкания.

Для диагностики исполнительных механизмов предусмотрен контроль положения подвижной части с помощью коммутационных элементов или датчика положения. Также диагностируется состояние связи аппаратных средств нижнего уровня.

Диагностика осуществляется в автоматическом режиме с выдачей оператору сигнала о неисправности тех или иных компонентов системы.

В режиме реального времени результаты диагностики системы отображаются на специальной мнемосхеме на АРМ оператора.

Заключение

Создан измерительно-вычислительный комплекс для проведения автоматизированных учебно-исследовательских испытаний ТРДД с использованием современных высокоточных датчиков и вычислительной техники, что позволяет применять его в системе открытого образования, с возможностью управления процессом испытания и получения его результатов через информационные сети.

Литература

1. А.Н. Попов, Создание комплексной системы для испытаний авиационных двигателей, Двигатель № 5 (41) — 2005. — С. 4.
2. В.А. Григорьев, С.К. Бочкарев, А.В. Лапшин, С.А. Ильинский, Автоматизация испытаний и научных исследований ГТД, Самар. гос. аэрокосм. ун-т.// Учебн. пособ, Самара, 2007.— 134 с.

Поступила в редакцию 30.05.08

Рецензент: доктор техн. наук, профессор
Данильченко В.П., СНТК имени Н.Д.Кузнецова,
г. Самара.

Розглянуто вимірювально-обчислювальний комплекс (ОК) для автоматизованих випробувань і діагностики ТРДД, який може використовуватися для наукових досліджень, а також в учбових цілях при проведенні лабораторного практикуму. При створенні комплексу ставилося завдання автоматизації всіх передпускових операцій і процесу випробувань ТРДД. Створений ОК АСВ АИ-25, утворює два рівні: нижній рівень, куди входять датчики, виконавчі механізми, автоматизований пульт управління, на якому знаходиться робоче місце (АРМ) оператора і верхній рівень у складі сервера бази (БД) і АРМ викладача і студентів. Управління процесом випробувань може здійснюватися за допомогою віртуальних маніпуляторів, що відображаються на АРМ оператора, а також автоматично по програмі АСВ, що задавалася раніше.

Діагностика здійснюється в автоматичному режимі з видачею операторові сигналу про несправність тих або інших компонентів системи. У режимі реального часу результати діагностики системи відображаються на спеціальній мнемосхемі на АРМ оператора.

Measuring Computer Complex (MCC) for the automation of studies and investigation test of is viewed and it can be used in research activities and for educational purposes during the laboratory practical work. The aim of the complex is to automate all the preoperational tests and the process of checkouting of TJBE. The MCC ASM AI-25 combines into two levels: the lower level, which consists of the sensors, the actuators, the automated control panel, the controller SIMATIC S7, the demonstrational board and the automated work place (AWP) for the operator. The upper level consists of the base server (BS) and the (AWP) of the instructor and the students. The control can be carried out by means of the virtual manipulators displayed on an automated workplace of the operator, and also by ATP "s adjusted program.

The diagnostics is carried out in automated regime showing the operator the malfunction in the components of the system. The results of system diagnostics are reflected on a special symbolic circuit on the AWP of the operator in real time.

УДК 629.7.03.018

А.А. Стасевич, Б.Б. Коровин**Федеральное государственное унитарное предприятие РФ
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия****МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ СТРУКТУР ДИНАМИЧЕСКОГО
СПЕКТРА ГТД**

Анализом сонограмм вибросигналов ГТД показано существование интенсивных составляющих спектра, происхождение которых затруднительно объяснить без допущения взаимодействия между источниками колебаний. Для выявления природы составляющих спектра вибросигнала ГТД, не идентифицируемых традиционными способами, предложен метод статистических испытаний с использованием модифицированной модели генерации двигателем составляющих его вибраций (модифицированной частотной модели ГТД). Эффективность метода продемонстрирована при проведении статистических испытаний для характерного фрагмента реального вибропроцесса ГТД.

Динамический спектр, вибросигнал, сонограмма, идентификация, метод статистических испытаний, модуляция, ковариационная матрица, метод наименьших квадратов, вибродиагностика.

Введение

Поиск адекватных математических моделей для решения задач вибродиагностики представляет собой серьезную проблему даже в том случае, если при их построении ограничиваться строго кинематической схемой возбуждения. Об этом, в частности, свидетельствует большое число значимых компонент вибросигнала ГТД, идентифицировать которые не удастся традиционными методами, опирающимися только на «перечень контролируемых частот», априори определяемых кинематической схемой двигателя. В настоящей работе сделана попытка расширить возможности идентификации спектральных составляющих вибропроцессов в ГТД на основе использования методов статистического моделирования и модифицированной кинематической частотной модели ГТД, учитывающей взаимодействия источников колебаний.

1. Формулирование проблемы**1.1 Значимость эффектов взаимодействия источников колебаний в вибропроцессах ГТД. Понятие динамического спектра**

О необходимости учета эффектов модуляции в задачах вибродиагностики [1] можно судить из рассмотрения сонограмм реальных вибропроцессов. Указанная форма отображения спектральных компонент вибросигнала ГТД представля-

ется более наглядной и существенно дополняет общепринятые в вибродиагностике формы представления динамики спектральной плотности такие как, диаграмма Кэмпбелла и трехмерная графика (каскадная диаграмма). Горизонтальной шкалой сонограммы является время, вертикальной — частота, а яркость пиксела на изображении пропорциональна амплитуде составляющей вибросигнала на текущей частоте.

Программа представления спектральной плотности в виде сонограммы была дополнена рядом традиционных сервисных функций (автоматическое определение частоты и амплитуды для текущего положения курсора, логарифмическое представление, изменение контрастности изображения, изменение частотного интервала, длины реализации, и т. д.).

Отметим, что представление динамической спектральной плотности в форме сонограммы ставит перед исследователем не меньше вопросов, чем традиционное. Как правило, кроме компонент, соответствующих базовым гармоническим составляющим частотной модели ГТД (роторные и комбинационные гармоники, гармоники агрегатов, частоты следования лопаток), присутствуют и структуры, не идентифицируемые средствами традиционного анализа. Характерными особенностями таких структур являются значимые амплитуды составляющих (сопоставимые с амплитудами базовых гармоник) и их неста-

ционный характер. Нестационарность проявляется даже на режимах работы ГТД, традиционно считающихся стационарными (диапазон изменения частоты вращения РВД на исследуемом интервале — в пределах 1 Гц). Именно поэтому предлагаемая форма отображения спектрального состава вибросигнала ГТД в настоящей работе определена как «динамический» спектр.

Ниже приведены несколько характерных примеров, иллюстрирующих нестационарность и значимость составляющих спектра вибропроцесса, которые затруднительно объяснить без привлечения эффектов взаимодействия источников колебаний.

Так, в сонограмме, показанной на рис. 1, полученной на стационарном режиме малого газа, явно просматриваются две интенсивные и нестационарные модуляционные составляющие, симметричные относительно частоты вращения РВД.

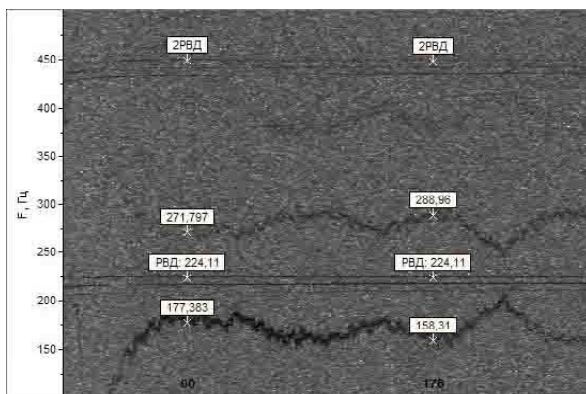


Рис. 1. Амплитудная модуляция роторной составляющей вибропроцесса на режиме малого газа

Не менее интересный эффект, возможно связанный с взаимодействием высоких роторных гармоник (их составляющих на комбинационных частотах) можно наблюдать на сонограммах, представленных на рис. 2 и 3.

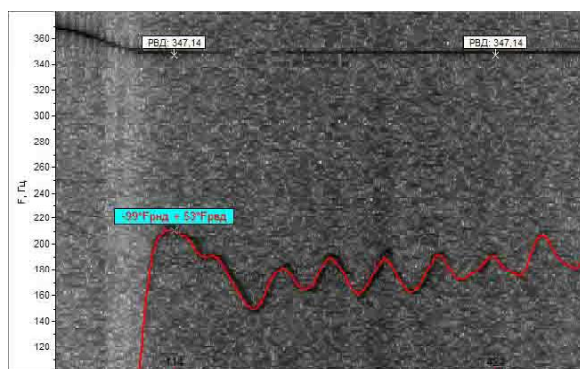


Рис. 2. Иллюстрация взаимодействия роторных гармоник на стационарном режиме

Обращает на себя внимание высокая интенсивность при существенной нестационарности

составляющих колебаний, показанной на рис. 2, несмотря на стационарность режима работы двигателя, и динамика противоположного знака относительно 33 роторной гармоники для значимой составляющей неизвестного происхождения при даче газа на рис. 3.

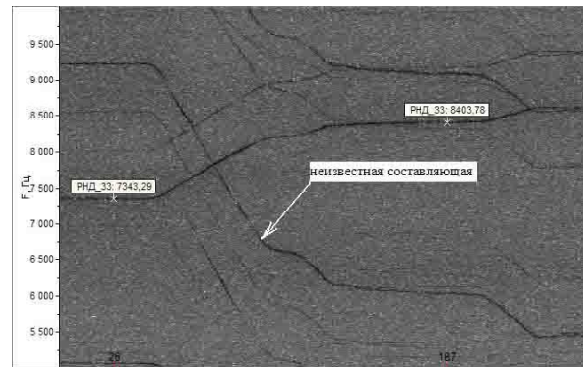


Рис. 3. «Аномальная» динамика составляющей вибропроцесса неизвестного происхождения при даче газа

1.2 Анализ и уточнение частотной модели ГТД

Традиционно используемая в вибродиагностике модель генерации частот колебаний ГТД (частотная модель ГТД) для двухвального двигателя имеет вид

$$F_i = K_{\text{рнд}} * F_{\text{рнд}} + K_{\text{рвд}} * F_{\text{рвд}}, \quad (1)$$

где F_i — контролируемая частота вибропроцесса; $K_{\text{рнд}}$, $K_{\text{рвд}}$ — коэффициенты, характеризующие кинематические связи между роторами (РНД и РВД) и вращающимися элементами двигателя;

$F_{\text{рнд}}$, $F_{\text{рвд}}$ — частоты вращений РНД и РВД;

Согласно модели в форме (1) все спектральные составляющие вибраций двигателя — это роторные и агрегатные гармоники, а также комбинационные составляющие, являющиеся следствием суперпозиции и модуляции роторных гармоник.

Для учета в формировании спектра вибропроцесса ГТД эффектов взаимодействия (модуляции) кинематических источников колебаний в первом приближении воспользуемся представлением этих источников как системы, состоящей из N элементарных осцилляторов, соединенных внутренними упругими связями. Указанную систему можно характеризовать как «максимальную» из простейших, так как в ней реализуются все варианты взаимодействия осцилляторов для простейшего вида модуляции — амплитудной.

Результат взаимодействия в системе, состоящей из N элементарных осцилляторов, можно представить в форме матрицы (2), а максимальное число возможных частот N_f системы можно оценить по (3)

$$\begin{array}{cccc}
A_1^2 & A_1 A_2 C_{12} & \dots & A_1 A_n C_{1n} \\
A_2 A_1 C_{21} & A_2^2 & \dots & A_2 A_n C_{2n} \\
\dots & \dots & \dots & \dots \\
A_n A_1 C_{n1} & A_n A_2 C_{n2} & \dots & A_n^2
\end{array} \quad (2)$$

$$N_f = N(N-1), \quad (3)$$

где N — число осцилляторов.

Свойства ковариационной матрицы вида (2).

1. Элементы главной диагонали $A_1^2, A_2^2, \dots, A_n^2$ — мощности колебаний, распределенные по собственным частотам колебаний осцилляторов.

2. Остальные элементы матрицы — мощности составляющих колебаний комбинационных частот осцилляторов, возникающих вследствие их взаимодействия между собой.

3. C_{ij} — коэффициенты, определяющие внутренние упругие связи между двумя осцилляторами.

Предполагается наличие нелинейного взаимодействия между любой парой элементарных осцилляторов, при этом постулируется не факт того или иного взаимодействия, а только его возможность.

Вследствие того, что к элементарным осцилляторам в системе ГТД можно отнести роторные гармоники любого порядка и с учетом соотношений (2) представим формулу (1) в виде:

$$F_i = (K_{\text{рнд}} + M_{\text{рнд}}) * F_{\text{рнд}} + (K_{\text{рвд}} + M_{\text{рвд}}) * F_{\text{рвд}}, \quad (4)$$

где: $M_{\text{рнд}}$ — номер гармоники РНД;

$M_{\text{рвд}}$ — номер гармоники РВД.

Дополним частотную модель ГТД (4) кратными частотами гармоник для обоих роторов $N_{\text{рнд}}$ и $N_{\text{рвд}}$, представив ее в виде:

$$F_i = (N_{\text{рнд}} * K_{\text{рнд}} + M_{\text{рнд}}) * F_{\text{рнд}} + (N_{\text{рвд}} * K_{\text{рвд}} + M_{\text{рвд}}) * F_{\text{рвд}}, \quad (5)$$

где: $N_{\text{рнд}}$ — номер гармоники для РНД;

$N_{\text{рвд}}$ — номер гармоники для РВД.

Передаточные числа для агрегатных частот $K_{\text{рнд}}$ и $K_{\text{рвд}}$ представляют из себя массивы как целых, так и вещественных чисел. Обозначив вышеуказанные массивы через $W_{\text{рнд}}$ и $W_{\text{рвд}}$, представим итоговую частотную модель в форме

$$\begin{aligned}
F_i = & (N_{\text{рнд}} * W_{\text{рнд}}[i] + M_{\text{рнд}}) * F_{\text{рнд}} + \\
& + (N_{\text{рвд}} * W_{\text{рвд}}[j] + M_{\text{рвд}}) * F_{\text{рвд}}
\end{aligned} \quad (6)$$

где i и j — индексы для массивов передаточных чисел РНД и РВД;

$W_{\text{рнд}}[i]$, $W_{\text{рвд}}[j]$ — передаточные числа для i -го и j -го элемента конструкции ГТД, кинематически связанного с РНД и РВД соответственно.

Таким образом, в соответствии со свойствами ковариационной матрицы (2) для «максимальной» из простейших моделей системы связанных осцилляторов при моделировании частотно-

го состава спектра двухвального ГТД предлагается использовать «обобщенную» частотную модель ГТД в форме (6). Ее можно рассматривать как результат естественного развития базовой частотной модели (1), широко применяемой в настоящее время в вибродиагностике ГТД.

В частотную модель в форме (6) входят шесть переменных:

i, j — индексы в массиве передаточных чисел роторов НД и ВД;

$N_{\text{рнд}}, N_{\text{рвд}}$ — номера агрегатных гармоник роторов;

$M_{\text{рнд}}, M_{\text{рвд}}$ — номера гармоник роторов НД и ВД.

Решение же задачи идентификации контролируемой частоты F_i сводится к нахождению пары индексов i и j , с определенной долей вероятности определяющих конкретный осциллятор (агрегат или элемент конструкции ГТД), принимающий участие в генерации колебаний с неизвестной частотой.

Из условий получения соотношения (6) следует, что любая частота, рассчитанная с ее помощью, определяется вибрациями в двигателе роторного происхождения.

2. Решение проблемы

2.1 Постановка задачи

Для идентификации составляющих динамического спектра, находящихся в зоне неопределенности диагноза воспользуемся «обобщенной» частотной моделью двухроторного ГТД в форме (6).

Выражение (6) можно рассматривать как обычное уравнение с шестью неизвестными. Согласно классификации, предложенной в [2], математическая модель в виде (6) может быть отнесена к классу регулярной, численной, «линейной», допускающей решение статистическими методами. Указанная модель может иметь практическую ценность только при условии ее многократного использования (испытания) и получения распределения плотности результирующей характеристики в интересующем исследователя диапазоне [2]. В настоящей работе используется полный факторный эксперимент, при котором реализуются все возможные сочетания шести факторов (i, n_i, M_i, j, n_j, M_j).

Подстановка вышеприведенных шести факторов (переменных) i, n_i, M_i, j, n_j, M_j для конкретной гармоники (частоты) переводит уравнение (6) в базовую исходную формулу расчета контролируемой частоты (1). Решением базового уравнения (1) является пара коэффициентов $K_{\text{рнд}}$ и $K_{\text{рвд}}$ (индексов i, j). Для их нахождения необходимо как минимум два соотношения вида (1).

Для повышения достоверности результата при решении системы уравнений используется метод

наименьших квадратов (МНК). При этом для повышения устойчивости решения его оптимизация осуществляется по значениям частот, измеренных для трех различных точек (временных сечений) реализаций идентифицируемой составляющей вибропроцесса.

Исходная система уравнений, состоящая из трех соотношений вида (1) для трех вышеуказанных точек на сонограмме вибропроцесса будет иметь форму (7)

$$\begin{aligned} F_{i1} &= K_{\text{рнд}} * F_{\text{рнд}1} + K_{\text{рвд}} * F_{\text{рвд}1}, \\ F_{i2} &= K_{\text{рнд}} * F_{\text{рнд}2} + K_{\text{рвд}} * F_{\text{рвд}2}, \\ F_{i3} &= K_{\text{рнд}} * F_{\text{рнд}3} + K_{\text{рвд}} * F_{\text{рвд}3}. \end{aligned} \quad (7)$$

Так как с помощью сонограммы можно получить сколько угодно соотношений вида (7), возникает неформализуемая задача оптимизации. Из общих соображений следует, что при увеличении диапазона изменения как роторных, так и контролируемых частот растет вероятность того, что полученные уравнения будут содержать три и более источников вибраций (диагнозов). При уменьшении диапазона, напротив, число источников (диагнозов) не будет превышать двух, но устойчивость вычислений может оказаться неудовлетворительной, а результат, даже если он будет получен, окажется недостоверным.

Таким образом, выбранный фрагмент вибропроцесса должен обладать как достаточным для обеспечения устойчивости вычислений интервалом вариации частоты линии динамического спектра, так и неизменным механизмом возбуждения исследуемой линии динамического спектра.

Подобные проблемы допускают лишь условно оптимальные решения, основанные на критериях прикладной статистики и искусственных решающих правилах, ориентированных на решение конкретной прикладной задачи. Следовательно, рассматриваемая задача идентификации спектральной линии некорректна и требует доопределения [3]. Доопределим задачу введением следующих ограничений.

Ограничения на задачу:

- любая спектральная линия определяется колебаниями роторного происхождения;
- механизм генерации исследуемой линии спектра не претерпевает изменений на выбранном временном интервале.

Ограничение на решение

Ввиду плохой обусловленности задачи, при ее решении используются статистические подходы, а само решение формируется в виде распределения вероятностей (весов) на интервале возможных диагнозов.

Выбор закона распределения входных данных (переменных $F_{\text{рнд}}$, $F_{\text{рвд}}$, F_i) неизбежно накладывает свой отпечаток на результат статистичес-

ких испытаний. Отсюда следует, что, для повышения достоверности результата необходимо свести влияние формы распределения входных данных к минимуму.

Задание входных данных в соответствии с законом нормального распределения для рассматриваемой задачи недопустимо, так как указанная форма распределения описывает случайные величины, зависящие от большого числа различных и примерно равнозначных воздействий.

Свести к минимуму влияние формы распределения входных данных на результат позволяет использование равномерного распределения, так как «прямоугольная функция плотности распределения вероятности является априорной функцией минимальной информации» [4].

2.2 Описание численного метода статистических испытаний для идентификации компонент динамического спектра вибраций

Объектом испытаний является кинематическая модель ГТД в форме (6). Ниже приведено описание алгоритма идентификации спектральной линии методом статистических испытаний.

2.2.1 Исходные данные для расчетов

- таблицы передаточных чисел РНД и РВД $W_l[i]$ и $W_h[j]$ конкретного ГТД;
- число экспериментов N ;
- три массива, содержащих 3 частоты (F_i , $F_{\text{рнд}}$, $F_{\text{рвд}}$);
- амплитуды доступных по частоте роторных гармоник в исследуемом частотном диапазоне;
- диапазон возмущения исходных частот;
- диапазон допустимого изменения идентифицируемой частоты F_i .

2.2.2 Содержание единичного эксперимента

- при помощи генератора случайных чисел последовательно (для каждой тройки частот) задаются девять возмущенных частот, отличающихся от исходных (полученных в эксперименте), на допустимую величину;

– вычисляются пары весовых коэффициентов K_l и K_h посредством решения МНК системы уравнений (7);

– проверяются весовые коэффициенты K_l и K_h , для чего в соответствии с базовой формулой (1) вычисляется результирующая частота F_i и находится модуль максимального отклонения частоты F_i от заданной.

Согласно (6) весовые коэффициенты для РНД и РВД представляют из себя суммы $K_l = n_l * W_l(i) + M_l$ и $K_h = n_j * W_h(j) + M_h$ соответственно. Целью единичного эксперимента является нахождение чисел для РНД – n_l , i , M_l и для РВД – n_h , j , M_h , где i и j – искомые номера диагнозов.

В настоящей работе реализован алгоритм последовательного перебора указанных чисел (простой план эксперимента).

В случае попадания вычисленной по формулам (6) частоты F_i в определенный в начале эксперимента частотный диапазон эти числа запоминаются для последующей статистической обработки; очередной эксперимент считается удачным, а число экспериментов увеличивается на единицу.

2.2.3 Статистический анализ выборки удачных экспериментов

В силу плохой обусловленности задачи в массив параметров удачных экспериментов попадают заведомо ложные весовые коэффициенты K_l и K_h . Для их обнаружения и отсева используются известные алгоритмы прикладной статистики.

В результате N -го количества экспериментов получается N комбинаций (реализаций) диагнозов с шестью числами (факторами), определяющими форму кинематической модели двигателя и искомые номера диагнозов i и j . Из всех комбинаций шести факторов (i, n_l, M_l, j, n_h, M_h) предпочтение отдается той, которая обеспечивает наилучшее согласие с экспериментом. Решающее правило для определения такого согласия строится путем вычисления весов для указанных комбинаций на основании следующих пяти статистических критериев:

- по величине, обратной разности между полученным K и табличным (критерий №1);
- по величине, пропорциональной амплитуде роторной гармоники N (критерий №2);
- по величине, пропорциональной амплитуде гармоники M (критерий №3);
- по величине, обратно пропорциональной модулю разности между полученным и заданным значением частот F_i (критерий №4);
- по величине, обратно пропорциональной модулю разности между полученным и средним K (критерий №5);

Выходной вес для каждого диагноза определяется посредством перемножения между собой определенных выше критериев.

Таким образом, каждой реализации гармоник (6) приписывается некоторое вещественное число – статистический вес. После сортировки всех реализаций находится реализация, имеющая максимальный вес.

2.2.4 Оформление результатов численного эксперимента

Результаты эксперимента отображаются в виде двух гистограмм распределения весов в зависи-

мости от номера диагноза для роторов низкого и высокого давлений. Схема алгоритма представлена на рис. 4.

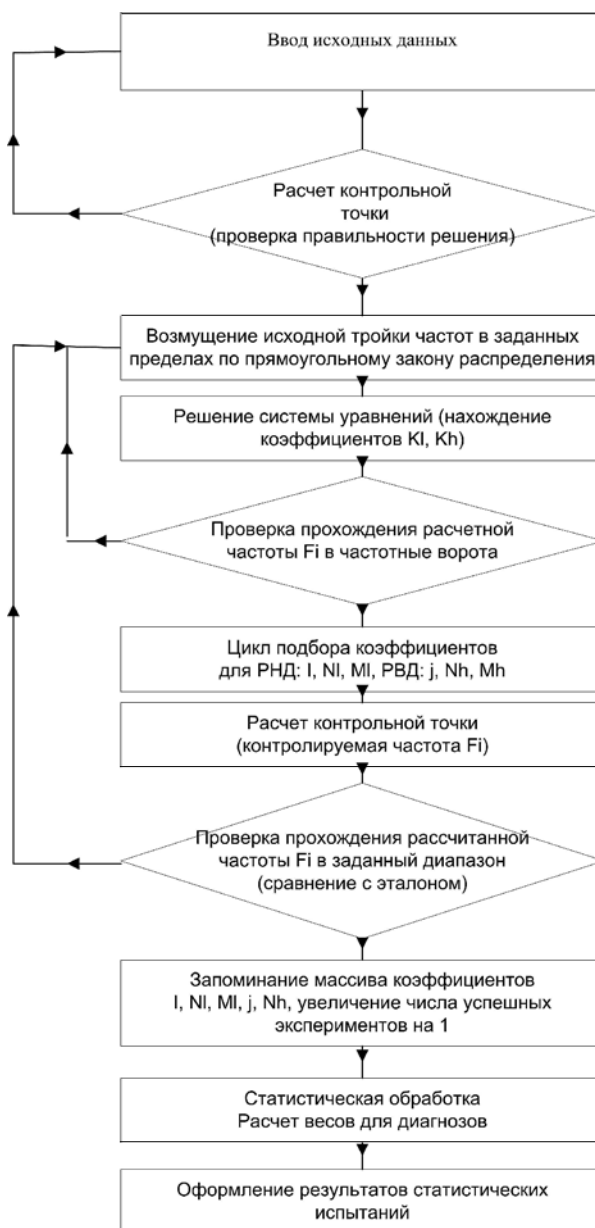


Рис. 4. Схема алгоритма статистических испытаний

2.3 Пример идентификации составляющих динамического спектра с использованием метода статистических испытаний

Апробация метода выполнена по записям вибропроцессов двухвального ГТД новой разработки, полученным в ходе его стендовых испытаний. Первичный преобразователь – пьезоэлектрический датчик. Контролируемый параметр – виб-

роскорость. Частота дискретизации составляла 32 кГц.

Исходный динамический спектр, для которого методом статистических испытаний выполнялась идентификация составляющей неизвестного происхождения «L», показан на рис. 5.

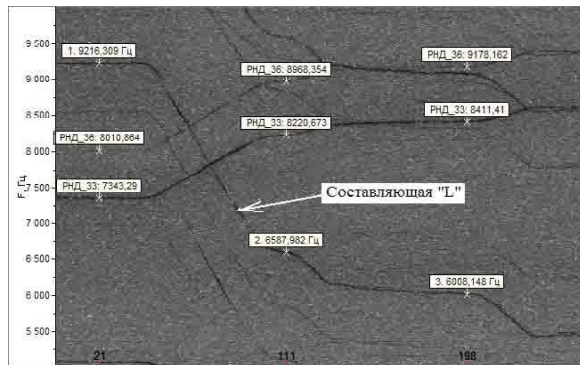


Рис. 5. Динамический спектр, для которого выполнена апробация численного метода статистических испытаний

Однозначно определить механизм возбуждения (источник) указанной составляющей традиционными средствами не представилось возможным. Из рис. 5 видно, что, несмотря на то, что частота вращения РНД увеличивается (частота следования лопаток первой ступени КНД линии «33РНД_1» и «36РНД_1»), в спектре присутствуют составляющие, сопоставимые по амплитуде с лопаточными частотами, динамика которых находится в противофазе с роторными составляющими. Наиболее мощная из них — линия «L».

Для указанной составляющей «L» и были проведены статистические испытания.

На рис. 5 указаны три контрольные точки на сонограмме, в которых выполнялось измерение трех исходных частот $F_{\text{РНД}}$, $F_{\text{РВД}}$ и F_i для каждой точки (частоты вращений РНД, РВД и значение искомой частоты неизвестной составляющей «L»).

Параметры статистических испытаний:

Число экспериментов: 256;

Диапазон изменения роторных частот: $\pm 0,5\%$.

Диапазон изменения искомой частоты: ± 4 Гц.

Допуск для искомой частоты F_i : ± 15 Гц.

Закон распределения входных данных — равномерный.

На рис. 6 приведены результаты апробации метода идентификации составляющей динамического спектра на основе статистических испытаний для приведенных выше реальных входных данных. В верхней части гистограммы приведены полученные диагнозы и их «веса» для РНД, а в нижней — соответственно для РВД.

Принятые условные обозначения: «ВО_4» и «НО_4» — частота следования тел качения по внутренней и наружной обоймам подшипника 4-й опоры. Для 3-й опоры идентификаторы име-

ют индекс «3». Видно, что наибольшие веса имеют индексы для вращающихся элементов ГТД, конструктивно входящие в состав 4-й опоры подшипника (тела качения, наружные и внутренние обоймы — частоты следования тел качения). Примечательно, что веса однотипных диагнозов (частоты следования тел качения по внутренней и наружной обоймам 4-й опоры «НО_4», «ВО_4» соответственно), определяемые независимо для обоих роторов, имеют одинаковый порядок.

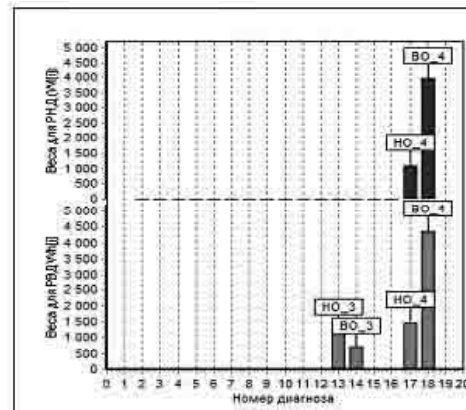


Рис. 6. Результаты статистических испытаний

Заключение

1. Сонограммы вибропроцессов двухвального ГТД, рассчитанные для установившихся и переходных режимов его работы, иллюстрируют очевидные эффекты взаимодействия между источниками вибрации двигателя.

2. Предложен метод идентификации спектральных составляющих вибраций ГТД, в котором предусмотрено использование его модифицированной частотной модели, учитывающей взаимодействие источников колебаний, и статистическое моделирование.

3. Применение предлагаемого подхода для выявления природы неидентифицируемой традиционными методами составляющей динамического спектра современного двухроторного ГТД позволило получить правдоподобные результаты.

Литература

1. Ю.И. Иориш «Виброметрия». — М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной аппаратуры, 1963, 771 с.
2. Р.К. Чуян «Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов» — М.: Машиностроение 1988, — 288 с.
3. А.Н. Тихонов, В.Я. Арсенин. Методы решения некорректных задач. 2 изд. — М.: Наука, 1979, 388 с.
4. Зельнер А. Байесовские методы в эконометрии. — М.: Статистика, 1980, — 438 с.

Поступила в редакцию 01.06.2008

Рецензент: д-р технических наук М.Е.Колотников ФГУП «ММПП «Салют», г. Москва.

Аналізом сонограм вібросигналів ГТД показано існування нестационарних складових спектра, походження яких важко пояснити без допущення взаємодії між причинами походження коливань. Для виявлення природи складових спектра вібросигналу ГТД, не ідентифікованих традиційними засобами, запропоновано метод статистичних іспитів із застосуванням модифікованої частотної моделі ГТД (моделі генерації двигуном складових вібрації). Ефективність методу продемонстровано при обробці характерного фрагмента реального вібропроцесу ГТД.

By means of sonogram analysis it was shown the existence of intensive spectre components, which origin difficult to explain without admission of interaction between oscillation sources. In order to reveal the gas turbine engine spectre components not identified by traditional technique the method of statistical testing was suggested with using modified gas turbine engine vibration component generation model (modified GTE frequency model). The method effectiveness was demonstrated on processing and statistical testing for typical fragment of real gas turbine engine high frequency vibration data.

УДК 629.124.74

А.И. Тарасенко
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова,
г. Николаев, Украина

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассматривается малооборотный дизель стандартной схемы, т.е. дизель, имеющий турбонаддувочный агрегат. При составлении расчетной схемы считаются известными характеристики турбины и компрессора, входящих в состав турбонаддувочного агрегата, а также параметры дизеля на номинальном режиме. Получена зависимость параметров индикаторной диаграммы в обобщенном виде в произвольном рабочем состоянии двигателя. В качестве параметров, определяющих состояние дизеля на частичных режимах, принят коэффициент избытка воздуха и относительная скорость вращения. Приведена система обыкновенных дифференциальных уравнений, которая описывает динамику рассматриваемого агрегата. Предложен алгоритм их решения.

Дизель, турбина, компрессор, пропульсивный комплекс, винт регулируемого шага, индикаторная диаграмма, коэффициент избытка воздуха, расход, характеристика, математическая модель.

Введение

Малооборотный дизель — основной вид главного двигателя в судовых пропульсивных (движущих) комплексах.

Малооборотный двухтактный дизель, как правило, комплектуется турбонаддувочным агрегатом, без которого он не работоспособен.

Малооборотный дизель весьма неприятный агрегат для автоматического регулирования особенно в комплексе с винтом регулируемого шага.

Разработка электронных регуляторов требует моделирования процессов в дизеле для отладки алгоритма регулирования, особенно при применении малооборотных дизелей на специальных судах и судах ледовых классов [3].

1. Формулирование проблемы

Необходимо разработать математическую модель малооборотного дизеля, содержащего турбонаддувочный агрегат, с учетом нелинейных характеристик компрессоров, турбин и индикаторной диаграммы и получить дифференциальные уравнения относительно нормированных параметров.

При разработке математической модели считаются известными характеристики компрессора

и турбины турбонаддувочного агрегата, а также параметры номинального режима. Текущий режим каждого цилиндра определен относительной подачей топлива в цилиндр, а также углом поворота коленчатого вала.

Коленчатый вал малооборотных дизелей и валы судового валопровода нельзя считать твердым телом, особенно для сверхдлинноходовых дизелей, которые в виду большей экономичности применяются на новых судах.

Все рассматриваемые параметры дизеля представлены в относительном виде, т.е. рассматривается отношение параметра в выбранном «сечении» двигателя к этому же параметру и в этом же «сечении» на номинальном режиме. Данный подход позволяет начать расчет с номинального режима, т.к. известны начальные условия относительные параметры на номинальном режиме равны 1,0.

1.1 Общие соотношения

Мнемоническая схема (схема связей) малооборотного дизеля изображена на рис.1, на котором представлена схема пропульсивного комплекса и указаны параметры, определяющие состояние двигателя.

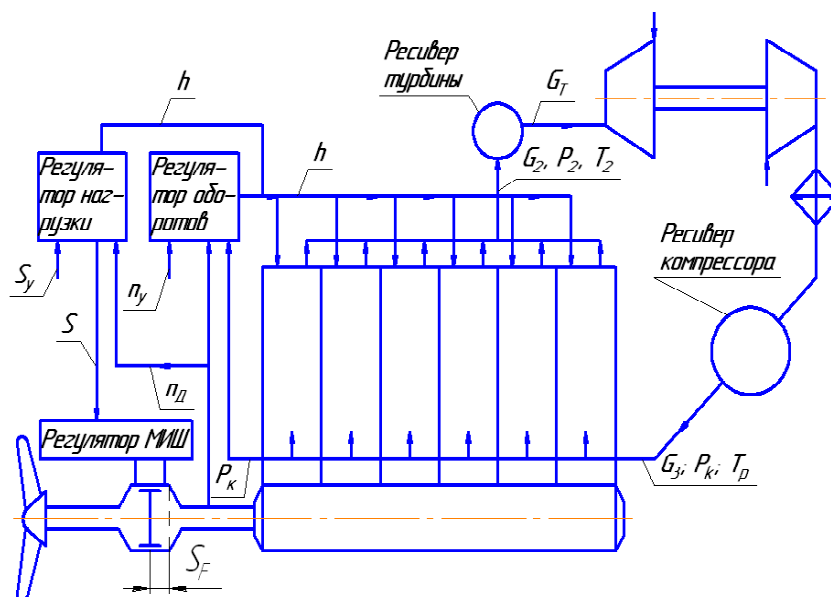


Рис.1. Мнемоническая схема пропульсивного комплекса на основе малооборотного дизеля

На рис. 1 показан пропульсивный комплекс с малооборотным дизелем, турбонаддувочным агрегатом и винтом регулируемого шага. Пропульсивный комплекс имеет два регулятора — это регулятор скорости в составе дизеля и регулятор нагрузки в составе механизма изменения шага (МИШ).

Дифференциальные уравнения турбонаддувочного агрегата тождественны с уравнениями контура газотурбинного двигателя и приведены в [6].

Крутильные колебания рассмотрены в [4], там же приведена методика определения собственных колебаний, их форм и система дифференциальных уравнений, позволяющих определить угол поворота коленчатого вала в каждом сечении пропульсивного комплекса, если известны усилия в цилиндрах двигателя.

Усилия в цилиндрах двигателя определены индикаторной диаграммой. Рассматривается стандартное представление теоретической индикаторной диаграммы [1], приведенное на рис. 2.

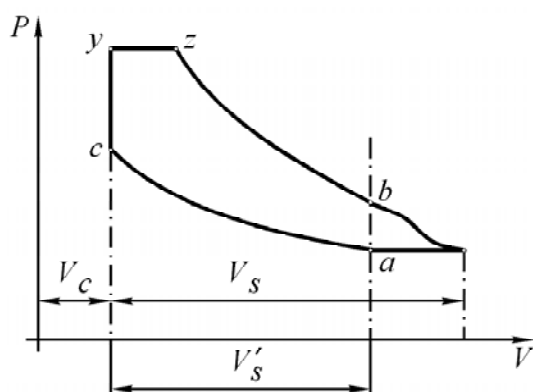


Рис. 2. Теоретическая индикаторная диаграмма

На этой диаграмме:

- точка *a* — точка начала процесса сжатия;
- точка *c* — точка начала процесса подвода тепла при постоянном объеме;
- точка *z* — точка начала процесса расширения;
- точка *b* — точка конца процесса расширения.

Обозначения этих точек общеприняты. Параметры в них необходимо найти.

Одним из основных параметров, определяющих характер индикаторной диаграммы, является коэффициент избытка воздуха α [5]. В этой книге приведена формула И.И.Гаврилюка для индикаторного КПД дизеля.

$$\eta_i = K_\alpha \cdot (\alpha - 0,1)^{\frac{1}{\alpha+0,2}} \cdot \bar{n}^{m_\alpha}, \quad (1)$$

где $\bar{n}$ — обороты дизеля, отнесенные к номинальным; $K_\alpha = 0,3 \div 0,4$; $m_\alpha = 0,15 \div 0,25$.

Дальнейшие вычисления можно произвести с помощью стандартных выражений [1], но используя относительные параметры и предпринимая некоторые упрощения.

Тогда:

- относительный коэффициент избытка воздуха

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_n} = \frac{\bar{P}_a}{\bar{T}_a} \cdot \bar{g}_T,$$

где $\bar{g}_T$ — относительная подача топлива в цилиндр;

– относительный коэффициент наполнения

$$\bar{\eta}_H = \frac{\bar{P}_a}{\bar{P}_K} \cdot \frac{\bar{T}_K}{\bar{T}_a};$$

– относительный индикаторный КПД дизеля

$$\bar{\eta}_i = \frac{(\alpha_H \cdot \bar{\alpha} - 0,1)^{\frac{1}{\alpha_H \cdot \bar{\alpha} + 0,2}}}{(\alpha_H - 0,1)^{\frac{1}{\alpha_H + 0,2}}} \cdot \bar{n}^{m_\alpha};$$

– относительное среднеиндикаторное давление

$$\bar{P}_i = \frac{\bar{P}_K \cdot \bar{\eta}_i \cdot \bar{\eta}_H}{\bar{T}_K \cdot \bar{\alpha}}; \quad (2)$$

– параметры конца процесса сжатия (точка с)

$$\bar{T}_c = \bar{T}_a, \quad (3)$$

$$\bar{P}_c = \bar{P}_a. \quad (4)$$

Выражения (3) и (4) получены в предположении постоянства политропы процесса сжатия на разных режимах и действительной степени сжатия ϵ .

Для дальнейших расчетов необходимо знать степень сжатия $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$. Однако этот параметр неизвестен. Можно поступить следующим образом:

1. Задаемся некоторым значением $\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_H}$.

2. Используя уравнение сгорания топлива [1], определим

$$\bar{T}_z = 1 - \frac{T_{cH}}{T_{zH}} \cdot \frac{(\bar{T}_c \bar{\alpha} - 1) \cdot \bar{C}_v' + (\bar{T}_c \bar{\alpha} \cdot \bar{\lambda} - 1) 8,315 \cdot \lambda_H}{\bar{C}_{pz}}.$$

3. Вычисляем относительную степень предварительного расширения

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{T}_z}{\bar{\lambda} \cdot \bar{T}_c}.$$

4. Вычисляем относительную степень последующего расширения

$$\bar{\delta} = \frac{1}{\bar{\rho}}.$$

Среднеиндикаторное давление можно определить, зная безразмерные параметры индикатор-

ной диаграммы, такие как λ , ρ , δ и ϵ . С другой стороны среднеиндикаторное давление получено с помощью выражения (2). Используя (2) и безразмерные параметры индикаторной диаграммы, находим

$$\bar{\lambda} = \left(1 - \frac{\bar{P}_i}{\bar{P}_c}\right) Z_H + \frac{\bar{T}_z}{\bar{T}_c} \cdot \frac{1}{\rho_H} \left(1 + \frac{1}{n_2 - 1} - \frac{\bar{\rho}^{n_2 - 1}}{(n_2 - 1) \delta_H^{n_2 - 1}}\right),$$

где

$$Z_H = \rho_H - 1 + \frac{\rho_H}{n_2 - 1} \left(1 - \lambda_H^{1 - n_2}\right) - \frac{1 - \epsilon^{1 - n_1}}{\lambda_H (n_1 - 1)};$$

n_1 и n_2 – показатели политроп процессов сжатия и расширения.

Зная параметры индикаторной диаграммы легко определить давление в цилиндре и крутящий момент на валу двигателя.

2. Решение проблемы

Решения проблемы можно добиться, составив и решив систему дифференциальных уравнений, которая получена в [3-4] с учетом изложенной выше методики определения параметров индикаторной диаграммы.

Зная параметры индикаторной диаграммы, можно определиться с параметрами потока, поступающего в ресивер турбины турбонаддувочного агрегата, параметры которого могут быть определены согласно методике, изложенной в [6].

Особенность малооборотных дизелей заключается в том, что каждый цилиндр осуществляет процесс, который определен параметрами в момент впрыска топлива и наполнения цилиндра. Повлиять на этот процесс в другие моменты аппаратных средств нет. Это приводит к большим запаздываниям и трудностям в регулировании.

При исследовании работы регулятора надо тщательно моделировать процесс замера скорости вращения двигателя, на который существенное влияние могут оказать крутильные колебания.

Система дифференциальных уравнений существенно нелинейная и решается любым численным методом на ЭВМ. Изложенный в [7] предиктор-корректор метод хорошо сходится, устойчив и информирует о погрешности расчетов.

Заключение

Предложенная методика позволяет исследовать динамику, частичные режимы малооборотных дизелей и даже гармонические коэффициенты для расчета крутильных колебаний.

Проводя варианты расчеты, можно определиться с ограничениями по подаче топлива в

зависимости от давления в ресивере продувочного воздуха и режима турбонаддувочного агрегата.

Разработанная методика также позволяет исследовать влияние работы регулятора на крутильные колебания валопровода.

Режим малооборотного дизеля задается физически понятным параметром цикловой подачи топлива (как это делают на реальном объекте), что позволяет моделировать и отрабатывать алгоритмы регулирования и управления.

Литература

1. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. — Л.: Судостроение, 1989. — 344 с.

2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1. — М.: «Машиностроение», 1977. — 312 с.

3. Тарасенко А.И. Переходные процессы в системе «винт-валопровод-малооборотный дизель» при мощном ледовом воздействии // Динамика

и надежность судовых машин: Сб. науч. тр. — Николаев: НКИ, 1989. — С. 99-106.

4. Тарасенко А.И. Расчет динамических характеристик системы «винт валопроводглавный двигатель» на основе решения волнового уравнения // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. — Николаев: НКИ, 1985. — С. 45-53.

5. Мережицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. — Л.: Судостроение, 1986. — 248 с.

6. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового газотурбинного двигателя // Авиационная техника и технология. — 2006. — №7(33). — С. 172-176.

7. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране. — М.: Мир, 1977.

Поступила в редакцию 07.07.08

Рецензент: др. техн. наук, проф. М.Р.Ткач, Национальный университет кораблестроения, г. Николаев.

Розглядається малооборотний дизель стандартної схеми, тобто дизель, який має турбонаддувочний агрегат. При складанні розрахункової схеми вважаються відомими характеристики турбіни і компресора, які входять до складу турбонаддувочного агрегату, а також параметри дизеля на номінальному режимі. Одержано залежність параметрів індикаторної діаграми в узагальненому вигляді в будь-якому робочому стані двигуна. В якості параметру який визначає стан дизеля на часткових режимах коефіцієнт надлишку повітря та відносна швидкість обертання. Вказано числовий метод, який був використаний для рішення цих рівнянь як швидкодіючий та стійкий. Наведено систему звичайних диференціальних рівнянь, котра описує динаміку агрегату, який розглядається. Запропоновано алгоритм їх рішення.

The lowspeed diesel of standard chart is examined, i.e. diesel, having supercharging aggregate. At drafting of calculation chart descriptions of turbine and compressor, entering in the complement of supercharging aggregate, and also parameters of diesel on the nominal mode are known. Dependence of parameters of indicator diagram is got in the generalized kind in the arbitrary working state of engine. Excess air factor and relative rotational velocity are using in the capacity of parameters that specify the state for diesel engine partial regimes. The system of usual differential equalizations which describes the dynamics of the examined aggregate is resulted. The algorithm of their decision is offered.

АВТОРЫ НОМЕРА

Аксенов Н.К.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник, начальник сектора, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова» (ЦИАМ), Россия, г. Москва

Балуев Б.А.

начальник отдела, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Бандурко Е.А.

инженер-конструктор 2-й категории, Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Барышева Е.С.

научный сотрудник каф. №201, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Безручко К.В.

доктор технических наук, профессор, проректор, ХАИ, Украина, г. Харьков

Библик И.В.

мл. науч. сотр., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

Богорош А.Т.

профессор, физико-технический институт НТУУ «КПИ», Украина

Бойко Л.Г.

доктор технических наук, профессор, зав. каф. №201, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Бубулис А.

Каунасский технический университет, Литва

Бузник А.И.

магистр, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Бычков Н.Г.

начальник сектора, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Величко Т.А.

инженер-конструктор 1 кат., Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье

Вишневский О.А.

ассистент кафедры высшей математики, Национальный авиационный университет, г. Киев

Воробьев Ю.С.

д-р техн. наук, профессор, зав. отделом, ИПМаш им. А.Н.Подгорного НАНУ, г. Харьков

Воронов С.А.

профессор, физико-технический институт НТУУ «КПИ», Украина

Гецов Л.Б.

д. т. н., профессор, вед. научный сотрудник, НПО ЦКТИ, г. Санкт Петербург

Голощанов В.Н.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Голубовский Е.Р.

докт. техн. наук, профессор, начальник отдела конструкционной прочности сплавов, ФГУП ЦИАМ им. П.И.Баранова, Россия, г. Москва

Гонтаровский П.П.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Горин В.В.

к.т.н., доцент, докторант, Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев, НТУУ «КПИ», ТЭФ

Григорьев В.А.

доктор технических наук, проректор по общим вопросам, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет РФ, г. Самара

Грудинкин В.М.

ОАО «Элемент», г. Одесса, Украина

Давидов А.О.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ХАИ, Украина, г. Харьков

Дашунин Н.В.

начальник отдела по эксплуатации КС, ООО «Мострансгаз»

Демидов А.Г.

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва, Россия

Долматов А.И.

доктор технических наук, профессор, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Епифанов С.В.

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

Ермолаев А.А.

кандидат технических наук, ОАО «Силовые машины» филиал «Ленинградский металлический завод», Россия, г. Санкт Петербург

Жовноватюк Я.С.

научный сотрудник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Закиев В.И.

кандидат технических наук НАУ, младший научный сотрудник, ассистент, Национальный авиационный университет, г. Киев

Занин А.Е.

инженер-конструктор, Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Зеленый Ю.А.

ведущий инженер-конструктор, Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Земляков С.Д.

д.т.н., профессор, главный научный сотрудник, Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова, РАН, г. Москва, Россия

Земляной К.Н.

начальник сектора, Государственное конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля, г. Днепропетровск

Зиньковский А.П.

доктор технических наук, старший научный сотрудник, зав. отделом колебаний в роторных системах, институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев

Иванов С.А.

инженер-конструктор, Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Игнатович С.Р.

Национальный авиационный университет, Украина

Исаев К.Б.

доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник, Институт проблем материаловедения НАНУ, г. Киев

Ищук В.П.

Авиационный научно-технический комплекс им. О.К. Антонова, Украина

Калачев С.С.

начальник сектора, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Калинкина Ю.Г.

инженер-конструктор, Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье

Каримбаев К.Д.

к.т.н., начальник сектора, ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, г. Москва

Киреев В.А.

нач. отдела проектирования АСУ ТП в энергетике, ООО НВФ «Сенсоры Модули Системы» РФ, г. Самара

Князев М.К.

кандидат технических наук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Коновалов Д.В.

к.т.н., доцент, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Коровин Б.Б.

доктор технических наук, старший научный сотрудник, начальник лаборатории, ФГУП ЛИИ им. Громова, Россия, Московская область, г. Жуковский

Котульская О.В.

младший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Кривоносова В.В.

начальник группы теплогидравлических и газодинамических расчетов, ОАО «Силовые машины», филиал «Ленинградский металлический завод», Россия, г. Санкт-Петербург

Кумченко Я.А.

НПП «КАШТУЛ», г. Днепропетровск, Украина

Лапшин Александр Викторович

зав. лабораторией АСНИ-Д, ассистент, Самарский государственный аэрокосмический университет, РФ, г. Самара

Лепешкин А.Р.

доктор технических наук, начальник сектора, старший научный сотрудник ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Лозня С.В.

кандидат технических наук, доцент,
главный инженер, ООО «КОТРИС», Украина,
г. Киев

Локощенко А.М.

доктор физико-математических наук, профессор,
заместитель директора, НИИ механики МГУ,
г. Москва

Майстренко Ю.Н.

студент,
Национальный авиационный университет, г. Киев

Мананков О.В.

младший научный сотрудник, Национальный
аэрокосмический университет
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина, г. Харьков

Марценюк Е.В.

ассистент, Нац. аэрокосмический ун-т «ХАИ»,
Украина, г. Харьков

Мележик И.И.

инженер 1 кат., ИПМаш НАН Украины,
г. Харьков

Меркулов В.М.

Государственное предприятие Запорожское ма-
шиностроительное конструкторское бюро
«Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина,
г. Запорожье

Милешкин М.Б.

канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Институт проблем
машиностроения им. А.Н. Подгорного
НАН Украины, г. Харьков

Миргород В.Ф.

ОАО «Элемент», г. Одесса, Украина

Можайская Н.В.

к.т.н., с.н.с., ОАО «НПО ЦКТИ», г. С.-Петербург

Олейник А.В.

доктор технических наук, доцент, профессор,
Нац. аэрокосмический ун-т «ХАИ»
Украина, г. Харьков

Панкратова Т.С.

ассистент кафедры прикладной геометрии и ком-
пьютерной графики,
Национальный авиационный университет, г. Киев

Парамонова Т.Н.

младший научный сотрудник,
ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Петров Н.И.

кандидат технических наук, начальник сектора,
старший научный сотрудник ФГУП «Централь-
ный институт авиационного моторостроения
им. П.И.Баранова» (ЦИАМ), Россия, г. Москва

Петрова О.А.

инженер-конструктор, Государственное предпри-
ятие Запорожское машиностроительное конструк-
торское бюро «Прогресс» им. академика
А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Пигрова Г.Д.

д.т.н., вед. научн. сотрудник, проф.
ОАО «НПО ЦКТИ», г. С.-Петербург

Письменный В.И.

начальник РЭБК, Государственное предприятие
«Ивченко-Прогресс», г. Запорожье

Повгородний В.О.

кандидат технических наук, докторант,
Институт проблем машиностроения
им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

Поляков В.М.

инженер, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»,
г. Москва

Потанин В.А.

предс. совета директоров, ОАО «Турбодизельмаш»,
г. Пенза

Пустовой С.А.

кандидат технических наук, начальник отдела,
старший научный сотрудник ООО «КОТРИС»,
Украина, г. Киев

Радченко Р.Н.

аспирант, Национальный университет корабле-
строения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Радченко Н.И.

д.т.н., профессор, Национальный университет
кораблестроения им. адмирала Макарова,
г. Николаев

Ройзман В.П.

доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой прикладной механики,
Хмельницкий национальный университет,
г. Хмельницкий

Романенко В.Н.

ведущий инженер, ИПМаш НАНУ, г. Харьков

Романенко Л.Г.

канд. техн. наук, доцент, ХНАДУ

Рублевский Ю.В.

ведущий-конструктор, Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Рутковский В.Ю.

д.т.н., профессор, заведующий лабораторией, Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, г. Москва, Россия

Рыбников А.И.

д.т.н., с.н.с, зав.отделом, ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт Петербург

Самедов Адалят Солтан оглы

к.т.н., доцент, декан, Национальная Академия Авиации, г. Баку

Сапармамедов А.Н.

аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Седристый В.А.

начальник отдела, ГП «Ивченко - Прогресс», Украина, г. Запорожье

Серветник А.Н.

инженер, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Серебряков Н.Н.

инженер, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Соболева Н.А.

инженер-конструктор 2 кат., Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье

Стасевич А.А.

ведущий инженер, ФГУП ЛИИ им. Громова, Россия, Московская область, г. Жуковский

Струков А.А.

научный сотрудник, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова» (ЦИАМ), Россия, г. Москва

Тарасенко А.И.

кандидат технических наук, доцент, НУК имени адмирала Макарова, г. Николаев (обл.)

Торхов М.И.

кандидат технических наук, директор, ООО «КОТРИС», Украина, г. Киев

Усубалиев Турал Бейбала оглы

инженер, аспирант, Национальная Академия Авиации, г. Баку

Фролов В.А.

зам начальника комплекса, начальник отдела, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Украина

Харитонов Ю.Н.

кандидат технических наук, доцент, проректор, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев

Ходак Н.А.

кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной геометрии и компьютерной графики, Национальный авиационный университет, г. Киев

Хориков А.А.

д.т.н., профессор, начальник отдела, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Хорольский П.Г.

к.т.н., ведущий научный сотрудник, НИИ энергетики Днепропетровского национального университета ДНУ, г. Днепропетровск

Цимбалюк В.А.

канд. техн. наук, старший научный сотрудник, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев

Черкасов Ю.В.

ведущий инженер, ГП «Ивченко - Прогресс», Украина, г. Запорожье

Шимановская Н.А.

инженер I категории, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков

Шульженко Н.Г.

доктор технических наук, профессор, заведующий отделом, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Юцкевич С.С.

аспирант, Национальный авиационный университет, г. Киев

Явецкий Ю.А.

студент, Физико-технический институт НТУУ «КПИ», г. Киев

Якушев Ю.В.

Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина, г. Запорожье

Вісник двигунобудування №3(20)/2008
науково-технічний журнал

Головний редактор
Заст. гол. редактора

д-р техн. наук Ф. М. Муравченко
д-р техн. наук О. Я. Качан
д-р техн. наук О. І. Долматов

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничих відділах ЗНТУ і ВАТ «Мотор Січ»
Комп'ютерна верстка
Коректор

М. Д. Хош
О. І. Пільгусьва

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 27.08.2008 р. Папір Хероx 80 г/м², видавнича система DocuTech-135, зам. 4507, накл. 300.
Надруковано видавничим комплексом ВАТ «Мотор Січ»
Україна, 69068, Запоріжжя, вул. 8 Березня, 15, тел. (0612) 720-41-11, 720-42-49