

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

**ВЕСТНИК** **№2**  
**ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ** **2014**

издается  
с 2002 г.

**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  
(Постановление ВАК Украины № 1-05/1 от 10.02.2010 г.)

Запорожье  
АО «Мотор Сич»  
2014 г.

**ISSN 1727-0219**

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

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

### ***Уважаемые авторы публикаций!***

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

***Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:***

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

### ***Шановні автори публікацій!***

Журнал відображає досягнення науки і техніки підприємств та організацій України і зарубіжних країн в галузі двигунобудування, публікує розробки провідних спеціалістів та вчених, спрямовані на вдосконалення і підвищення якості продукції, а також статті потенціальних здобувачів степенів 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, содержащиеся в журнале, опубликованы по решению XVIII международного конгресса двигателестроителей

***Главный редактор:***

***Заместитель главного редактора:***

***Члены редакционной коллегии:***

д-р техн. наук В. А. Богуслаев  
д-р техн. наук С. Б. Беликов  
д-р техн. наук В. С. Кривцов  
д-р техн. наук Ю. Н. Внуков  
д-р техн. наук 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 А. П. Зиньковский  
д-р техн. наук А. Я. Мовшович

д-р техн. наук, профессор **А. Я. Качан**

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

д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий  
д-р техн. наук Г. А. Горбенко  
д-р техн. наук С. В. Епифанов  
д-р техн. наук Н. С. Кулик  
д-р техн. наук С. А. Дмитриев  
д-р техн. наук Н. Ф. Дмитриченко  
д-р техн. наук Ю. В. Петраков  
канд. техн. наук В. В. Ткаченко  
канд. техн. наук В. Ф. Мозговой  
канд. техн. наук А. В. Богуслаев  
канд. техн. наук А. В. Шереметьев

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

© ЗНТУ, 2014

© НАУ им. Жуковского «ХАИ», 2014

© АО «Мотор Сич», 2014

## Члены редакционной коллегии



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



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



**Богуслаев В.А.**  
д-р техн. наук



**Беликов С.Б.**  
д-р техн. наук



**Кривцов В.С.**  
д-р техн. наук



**Жеманюк П.Д.**  
канд. техн. наук



**Внуков Ю.Н.**  
д-р техн. наук



**Кривов Г.А.**  
д-р техн. наук



**Цивирко Э.И.**  
д-р техн. наук



**Ивченко Л.И.**  
д-р техн. наук



**Зиньковский А.П.**  
д-р техн. наук



**Карпинов Б.С.**  
д-р техн. наук



**Ножницкий Ю.А.**  
д-р техн. наук



**Дмитриченко Н.Ф.**  
д-р техн. наук



**Мовшович А.Я.**  
д-р техн. наук



**Ольшанецкий В.Е.**  
д-р техн. наук



**Титов В.А.**  
д-р техн. наук



**Петраков Ю.В.**  
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



**Ткаченко В.В.**  
канд. техн. наук



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

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

- Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microsoft Word 97 или 2000 (в соответствии с ДСТУ 3008–95). Формат листа – А4, ориентация – книжная, поля – 20 мм со всех сторон. Шрифт: гарнитура Times New Roman, размер 12 пт; интервал – 1,5; выравнивание по ширине. Текст с ручным переносом не принимается!

- Для набора формул надо использовать редактор Microsoft Equation версии 2 или 3. Размер букв: обычный – 12 пт, крупный индекс – 10 пт, мелкий индекс – 8 пт, крупный символ – 16 пт, мелкий символ – 12 пт.

- Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двубитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 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 подрисовочной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисовочной 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,  
главный редактор Качан Алексей Яковлевич.  
Электронный вариант статьи можно передать по адресу:  
[vd@zntu.edu.ua](mailto:vd@zntu.edu.ua) (максимальный объем письма 2 Мбайта).

# СОДЕРЖАНИЕ

## ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

<i>Придорожный Р.П., Шереметьев А.В., Зиньковский А.П.</i> РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ АЗИМУТАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА НАПРЯЖЕННОСТЬ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН.....	9
<i>Богуслаев В.А., Долматов А.И., Долматов Д.А., Кукурудза А.В.</i> АНИЗОТРОПНОЕ РАСПРОСТРАНЕНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СТИМУЛЯЦИИ В ДВИЖУЩЕЙСЯ РЕАГИРУЮЩЕЙ СРЕДЕ.....	16
<i>Воробьев Ю.С., Чугай М.А.</i> ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ КОМПРЕССОРНОЙ ЛОПАТКИ С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ .....	23
<i>Герасименко В.П., Шелковский М.Ю., Дмитриев С.А.</i> АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	27
<i>Горячкин Е.С., Попов Г.М., Смирнова Ю.Д.</i> <b>ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ТУРБИН</b> ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	34
<i>Живирихин М.Л., Чигрин В.С.</i> ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕРАСЧЕТНЫХ ПРОЦЕССОВ В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	42
<i>Гусев Ю.А., Белогуб А.В., Камбиз Кахраи</i> АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧИ ДЕФОРМАЦИИ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ПЛЕНОЧНОМ ТЕНЗОРЕЗИСТОРЕ .....	48
<i>Квас И.П., Епифанов К.С.</i> ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ В ИСПАРИТЕЛЕ ДВУХФАЗНОГО КОНТУРА ТЕПЛОПЕРЕНОСА СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА.....	54
<i>Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Слынько Г.И.</i> СОПРЯЖЕННАЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВТОРОГО КОНТУРА И НАРУЖНОЙ ЧАСТИ МОТОГОНДОЛЫ ТРДД .....	60
<i>Masoud Hajivand</i> NUMERICAL SIMULATION OF EFFECT OF INLET-AIR VELOCITY ON THE FORMATION OF OXIDES OF NITROGEN IN A NON-PREMIXED METHANE-AIR COMBUSTION .....	66
<i>Мельник В.Н., Карачун В.В., Бойко Г.В.</i> ИМПЕДАНСНАЯ ПЛАСТИНА В АКУСТИЧЕСКОМ ПОЛЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕЖИМА АППАРАТА .....	75
<i>Мохаммадсадеги Ф.</i> МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЫВНЫХ И НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЕГО ПРЕДПОМПАЖНОГО СОСТОЯНИЯ.....	80

<i>Назаренко Ю.Б.</i> ОТСТРОЙКА РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТ РЕЗОНАНСА С ПОМОЩЬЮ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ ОПОРЫ .....	84
<i>Русанов А.В., Косьянова А.И., Косьянов Д.Ю.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОТСЕКЕ ЦВД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5 .....	90
<i>Рябков В.І., Тіняков Д.В.</i> ЗАЛЕЖНІСТЬ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛІТАКА ВІД ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НЕСУЧИХ ПОВЕРХОНЬ.....	96
<i>Сербин С.И., Гончарова Н.А.</i> ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД, РАБОТАЮЩЕЙ НА СИНТЕЗ-ГАЗЕ РАЗЛИЧНОГО СОСТАВА.....	102
<i>Тамаргазін О.А., Ліннік І.І., Крамаренко Т.Ю., Олег М.В.</i> МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВІАДВИГУНІВ .....	107
<i>Терешин А.М.</i> ГИПЕРЗВУКОВОЙ ПВРД С ДЕТОНАЦИОННЫМ ГОРЕНИЕМ.....	112
<i>Тропина А.А., Кузьменко А.П., Вильчинский Д.В.</i> СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ НА ОСНОВЕ НАНОСЕКУНДНОГО ИМПУЛЬСНОГО РАЗРЯДА .....	117
<i>Улитенко Ю.А., Еланский А.В., Кравченко И.Ф.</i> МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВУХКОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ФОРСАЖНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ ПУТЕМ ВПРЫСКА ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ ВОЗДУХОЗАБОРНИКА.....	122
<i>Якушенко О.С., Корольов П.В., Мильцов В.Є., Чумак О.І.</i> ІДЕНТИФІКАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВІАЦІЙНОГО ГТД ЗА ПОЛЬОТНИМИ ДАНИМИ.....	130

## КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

<i>Голуб В.П.</i> К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ УСТАЛОСТИ ПРИ ДВУХОСНОМ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ НА ОСНОВЕ КЛАССИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ РАЗРУШЕНИЯ .....	139
<i>Лепешкин А.Р., Ваганов П.А.</i> МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ОБРЫВА ПО РАЗНЫМ СЕЧЕНИЯМ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ КОРПУСОВ НА НЕПРОБИВАЕМОСТЬ .....	147
<i>Лось А.В.</i> УСТАЛОСТНАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ СТЫКУЮЩИХ ПОДСБОРОК ШАРНИРНЫХ УЗЛОВ ПРИ КОСОСИММЕТРИЧНОМ НАГРУЖЕНИИ .....	153
<i>Трушин В.А., Чечулин А.Ю.</i> МЕТОДИКА УЧЕТА ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ЕЕ РАБОТЫ .....	159

<i>Уманский А.П., Полярус Е.Н., Украинец М.С., Стельмах А.У., Куцев А.В.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ИЗНАШИВАНИЯ ОКСИДОВ ТИТАНА, ХРОМА И ЦИРКОНИЯ ПРИ ТРЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР.....	166
---	-----

### **ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА**

<i>Сорокин В.Ф., Тернюк И.А.</i> РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕХНОСТЕЙ МОНОКОЛЕС КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	171
<i>Третьяк В.В., Долматов А.И., Федорова А.С., Бреус С.В.</i> РАЗРАБОТКА УЧЕБНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОЙ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКИ.....	176
<i>Калинина Н.Е., Юхименко А.Е., Калинин В.Т.</i> КОМПЛЕКСНОЕ МОДИФИЦИРОВАНИЕ СЛОЖНОЛЕГИРОВАННЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ.....	181
<i>Качан А.Я., Титов В.А., Мозговой В.Ф., Уланов С.А.</i> ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА НЕСУЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВАЛОВ КОМПРЕССОРОВ ГТД.....	186
<i>Колос А.А.</i> УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ОЧИСТКА ДЕТАЛЕЙ ВО ФРЕОНОВЫХ КОМПОЗИЦИЯХ.....	192
<i>Кравец А.А., Гордиенко Е.И., Корогод О.А., Прочан В.Г.</i> ПОЛУЧЕНИЕ ПРИРАБАТЫВАЕМОГО ЖАРОСТОЙКОГО ПОКРЫТИЯ НА ПРОСТАВКАХ ТК МЕТОДОМ HVOF.....	197

### **КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

<i>Букатый С.А.</i> ЭФФЕКТ НЕЛИНЕЙНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ ГТД.....	201
<i>Тихомирова Т.В., Гайдук С.В.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОМ CALPHAD ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ ВОЛЬФРАМА К КРЕМНИЮ НА ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОБАЛЬТОВОГО СПЛАВА.....	206
<i>Шкловец А.О., Урлапкин А.В., Бояров К.В.</i> ПРОЧНОСТНАЯ ДОВОДКА РАБОЧИХ КОЛЁС МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ НК-36СТ.....	211

### **СТАНДАРТИЗАЦИЯ И МЕТРОЛОГИЯ**

<i>Атанасова А.А., Волошина О.И., Степаненко С.М.</i> К ВОПРОСУ О СЕРТИФИКАЦИИ ОРГАНИЗАЦИЙ РАЗРАБОТЧИКОВ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ.....	217
<i>Журавлев В.Н., Папчликов А.В., Борзов С.А.</i> МЕТОДИЧЕСКАЯ АДЕКВАТНОСТЬ СПЕКТРАЛЬНОЙ МОДЕЛИ В ЗАДАЧЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РОТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ГТД.....	221

<i>Макаева Р.Х., Каримов А.Х., Царева А.М., Гайфуллин Б.Р.</i> НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ ПЕРЕГРЕВА ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ .....	229
<i>Панин В.В., Енчев С.В., Товкач С.С.</i> ВЕЙВЛЕТ-ДИАГНОСТИКА ВИБРОСОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ .....	233
<i>Повгородний В.О.</i> СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	238
<i>Рогалев Д.Д.</i> НОВЫЙ МЕТОД ПРОВЕРКИ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ТЕНЗОУСИЛИТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ .....	243
<i>Томашевський О.В., Сніжної Г.В., Туліс В.В.</i> ВПЛИВ СЕРТИФІКАЦІЇ НА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЬ ПРОДУКЦІЇ АВІАЦІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА .....	248

УДК 629.7.036:539.4

**Р.П. ПРИДОРЖНЫЙ<sup>1</sup>, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ<sup>1</sup>, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

<sup>2</sup>Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Украина

## **РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ АЗИМУТАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА НАПРЯЖЕННОСТЬ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН**

*В работе с помощью наиболее широко применяемых на сегодняшний день моделей пластического деформирования и разрушения монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов и подходов для анализа напряженного состояния монокристаллических лопаток проведено расчетное исследование влияния азимутальной кристаллографической ориентации на напряженное состояние монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин. Установлено, что азимутальная кристаллографическая ориентация может оказывать существенное влияние на напряженное состояние монокристаллических охлаждаемых лопаток турбин. Однако показано, что ее влияние в различных зонах лопаток существенно зависит от применяемой модели пластического деформирования и разрушения монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов и подхода для анализа напряженного состояния.*

**Ключевые слова:** охлаждаемая рабочая лопатка, монокристаллический жаропрочный никелевый сплав, азимутальная кристаллографическая ориентация, расчетная модель, вычислительный эксперимент, напряженное состояние, концентрация напряжений, рациональный выбор.

### **Введение и постановка задачи**

В практике создания монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин, работающих в условиях высоких температур и нагрузок, широко применяются литейные жаропрочные никелевые сплавы. Они относятся к дисперсионно-твердеющему классу и наследуют кристаллическую решетку никеля, являющегося основным компонентом их состава, которая представляет собой гранцентрированный куб, в центре каждой грани которого находится еще по одному атому никеля. Поэтому, в отличие от изотропных материалов, вследствие существования направлений и плоскостей, различающихся по плотности заполнения атомами, свойства монокристаллов анизотропны и зависят от кристаллографических направлений.

Определяющим требованием при отливке монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин является совпадение их продольной оси с главным кристаллографическим направлением  $\langle 001 \rangle$  монокристалла, определяющим его аксиальную ориентацию, что достигается с помощью затравочного монокристалла. При этом допускается отклонение продольной оси лопатки от указанного направления на угол не более  $10^\circ$ . Положение же главных осей монокристалла в поперечном сечении лопатки,

характеризующего его азимутальную ориентацию, как правило, не контролируется.

Если изучению влияния аксиальной ориентации на напряженность монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток посвящено много работ [1-3], то анализ научно-технической литературы показывает, что относительно азимутальной ориентации такие исследования практически отсутствуют. Учитывая анизотропию физических и механических свойств жаропрочных никелевых сплавов, следует ожидать, что при ее изменении напряженное состояние рассматриваемых лопаток при одинаковых условиях нагружения будет различно. Поэтому актуальной научно-технической задачей по повышению надежности и долговечности монокристаллических рабочих лопаток является проведение исследований по выбору рациональной азимутальной кристаллографической ориентации. Одним из эффективных способов решения этой задачи является вычислительный эксперимент с использованием существующих подходов к моделированию объектов исследования и анализа их напряженного состояния.

Таким образом, целью данной работы является расчетное определение влияния азимутальной кристаллографической ориентации на напряженное состояние монокристаллических

охлаждаемых рабочих лопаток турбин и разработка рекомендаций по ее рациональному выбору.

**1. Подходы к моделированию монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин и анализу их напряженного состояния**

В предыдущих работах [4-6] однозначно установлено, что наиболее достоверные расчетные результаты по установлению напряженного состояния современных рабочих лопаток турбин, которые характеризуются сложными геометрическими формами и наличием систем охлаждения могут быть получены с применением метода конечных элементов в трехмерной постановке. Поэтому в данной работе использовались трехмерные конечноэлементные расчетные модели монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин. Для анализа напряженного состояния рассматриваемых лопаток использовались два, наиболее

широко применяемых на сегодняшний день, подхода. Первый – это простой феноменологический подход [3], основанный на допущении, что монокристаллы жаропрочных никелевых сплавов являются непрерывной анизотропной средой. В этом случае для расчетной оценки статической прочности монокристаллических лопаток в стационарных условиях статического нагружения применяется метод, базирующийся на теории пластического течения Хилла, который предложил модификацию условия начала текучести Мизеса в виде квадратичной формы в пространстве напряжений применительно к монокристаллам жаропрочных никелевых сплавов, имеющих три ортогональные плоскости симметрии. Согласно этому подходу выражение для эквивалентных напряжений в монокристаллах с кубической симметрией, когда продольная ось монокристаллической лопатки совпадает с направлением <001>, выражение для эквивалентного напряжения принимает следующий вид:

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2]} + K_R(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2). \quad (1)$$

Здесь  $\sigma_{ij}$  – компоненты тензора напряжений в системе координат, связанной с главными кристаллографическими направлениями <100>, <010>, <001>;  $K_R$  – коэффициент анизотропии длительной статической прочности:

$$K_R = 4 \left( \frac{\sigma_{R<001>}}{\sigma_{R<011>}} \right)^2 - 1, \quad (2)$$

где  $\sigma_{R<001>}$  и  $\sigma_{R<011>}$  – пределы длительной статической прочности монокристаллического сплава при растяжении в направлении <001> и <011> соответственно.

В предположении изотропности материала выражение (1) приобретает вид [7]:

$$\sigma_{ei} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2]} + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2). \quad (3)$$

Второй подход [8] основан на результатах фрактографических исследований поверхностей излома монокристаллов, которые показывают, что основным механизмом пластической деформации и разрушения монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов является трансляционное скольжение, сопровождающееся появлением сколов на поверхности излома. Это соответствует представлению об определяющем влиянии сдвига в «слабых» системах скольжения монокристалла, по которым сопротивление разрушению существенно меньше, чем в других направлениях. При этом деформация происходит не одновременно по всем кристаллографическим плоскостям и направлениям, а по тем, которые наиболее благоприятно ориентированы относительно направления действия внешней нагрузки. Пластическая деформация монокристаллов никелевых сплавов осуществляется в основном в

октаэдрических системах скольжения, т. е. в направлениях плотной упаковки атомов <011>, лежащих в плотноупакованных плоскостях {111}, которые в совокупности образуют двенадцать различных октаэдрических систем скольжения. В случае объемного напряженного состояния касательные напряжения, приведенные к действующим системам скольжения <011>{111} в монокристаллах жаропрочных никелевых сплавах, вычисляются по формуле [9]:

$$\tau_{прив} = \sum_i \sum_j \sigma_{ij} F_{ij}, \quad (4)$$

где  $\sigma_{ij}$  – компоненты тензора напряжений в системе координат, связанной с главными кристаллографическими направлениями в монокристалле <100>, <010> и <001>;

$F_{ij} = \cos \lambda_i \cos \psi_j$  – фактор Шмида, соответствующий данной компоненте тензора на-

пряжений и системе скольжения;  $\lambda_i$  – угол между  $i$ -м кристаллографическим направлением и нормалью к плоскости скольжения,  $\psi_j$  – угол между  $j$ -м кристаллографическим направлением и направлением скольжения.

Эта операция проводится для всех действующих систем скольжения, вследствие которой и определяются максимальное приведенное касательное напряжение  $\tau_{max}$  и система скольжения, по которой с наибольшей вероятностью будет происходить разрушение.

## 2. Результаты вычислительных экспериментов

С использованием изложенных выше подходов к анализу напряженного состояния был проведен комплекс расчетов по определению влияния азимутальной кристаллографической ориентации на напряженность монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин.

Все расчеты проводились на установленном (стационарном) максимальном взлетном режиме двигателя в упругопластической постановке без учета ползучести материала. При этом предполагалось, что продольная ось лопатки со-

падает с кристаллографическим направлением  $\langle 001 \rangle$  монокристалла. Поэтому для решения задачи главное направление  $\langle 001 \rangle$  монокристалла было зафиксировано вдоль продольной оси монокристаллической лопатки, как показано на рис. 1. Таким образом, положение двух других главных осей монокристалла  $x$ ,  $y$  в плоскости поперечного сечения, относительно осей лопатки  $x'$ ,  $y'$  определялось углом  $\phi$ .

По результатам вычислительных экспериментов определялись окружные распределения относительных эквивалентных напряжений  $\bar{\sigma}_{ei} = \frac{\sigma_{ei}}{(\sigma_{ei})_{min}}$  и  $\bar{\sigma}_{ea} = \frac{\sigma_{ea}}{(\sigma_{ea})_{min}}$ , а также максимальных приведенных касательных напряжений  $\bar{\tau}_{max} = \frac{\tau_{max}}{(\tau_{max})_{min}}$  от угла азимутальной ориентации  $\phi$  в наиболее напряженных точках исследуемых лопаток, где  $(\sigma_{ei})_{min}$ ,  $(\sigma_{ea})_{min}$  и  $(\tau_{max})_{min}$  – минимальные значения эквивалентных и максимальных приведенных касательных напряжений, определенных в диапазоне изменения азимутальной ориентации.

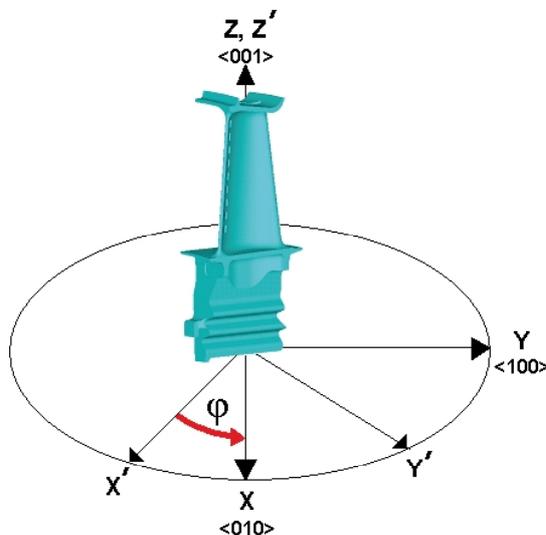


Рис. 1. Системы декартовых координат, описывающих положение главных осей монокристалла ( $xyz$ ) относительно осей лопатки ( $x'y'z'$ )

На рис.2 показаны наиболее опасные зоны монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток с точки зрения их прочности: перфорационные отверстия на входной кромке ( $a$ ); щелевые отверстия на выходной кромке ( $b$ ); отверстия перетекания воздуха между охлажда-

ющими каналами ( $\theta$ ); переход пера в бандажную полку ( $z$ ), хвостовик лопатки ( $d$ ).

Полученные окружные распределения выбранных характеристик напряженного состояния монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин приведены на рис. 3.

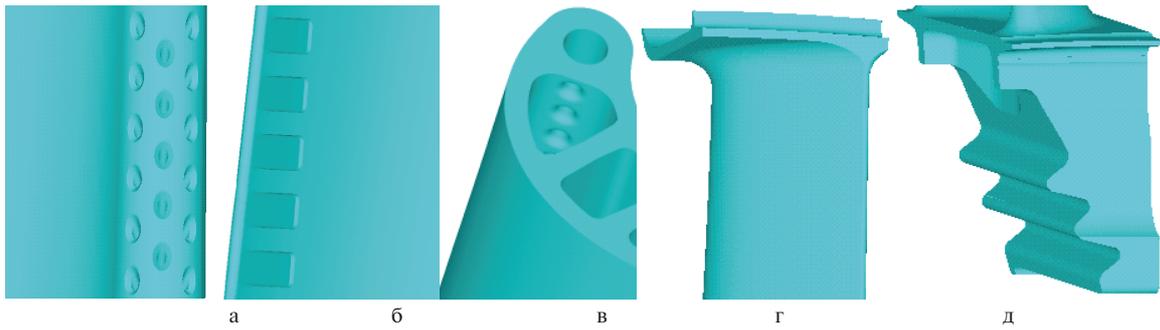


Рис. 2. Фрагменты монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбины с наиболее опасными зонами с точки зрения прочности: перфорационные отверстия на входной кромке лопатки (а), щелевые отверстия на выходной кромке лопатки (б), перетекания воздуха между охлаждающими каналами (в), переход пера в бандажную полку (г), елочное соединение лопатки (д)

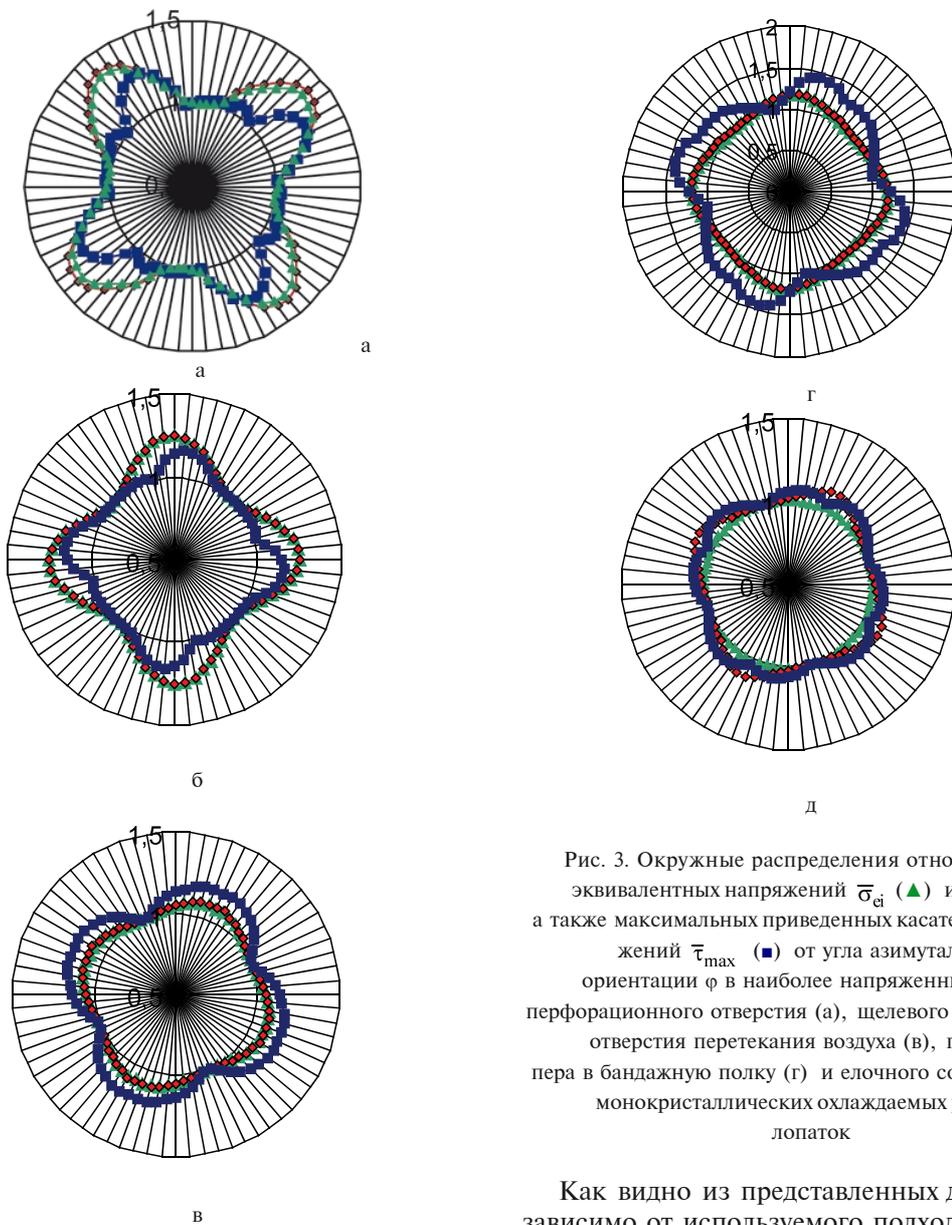


Рис. 3. Окружные распределения относительных эквивалентных напряжений  $\bar{\sigma}_{\text{эк}}$  ( $\blacktriangle$ ) и  $\bar{\sigma}_{\text{сд}}$  ( $\blacklozenge$ ), а также максимальных приведенных касательных напряжений  $\bar{\tau}_{\text{max}}$  ( $\blacksquare$ ) от угла азимутальной ориентации  $\varphi$  в наиболее напряженных точках перфорационного отверстия (а), щелевого отверстия (б), отверстия перетекания воздуха (в), перехода пера в бандажную полку (г) и елочного соединения (д) монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток

Как видно из представленных данных, независимо от используемого подхода к анализу напряженного состояния монокристаллических

лопаток, азимутальная ориентация может оказывать существенное влияние на их напряженность. Однако характер этого влияния в различных зонах концентрации напряжений отличается. Об этом свидетельствуют приведенные в табл. 1 значения разброса исследуемых характеристик напряженного состояния лопаток, определяемого как:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} 100\%;$$

$$\Delta\tau_{\max} = \frac{(\tau_{\max})_{\max} - (\tau_{\max})_{\min}}{(\tau_{\max})_{\max}} 100\%. \quad (5)$$

Здесь же приведены значения температуры и коэффициента анизотропии длительной статической прочности для каждой из рассматриваемых наиболее напряженных зон в лопатке.

Отчетливо видно, что с повышением температуры в рассматриваемых зонах лопатки наблюдается уменьшение различия в значениях  $\Delta\bar{\sigma}_{ei}$  и  $\Delta\bar{\sigma}_{ea}$ , а также уменьшается величина коэффициента анизотропии длительной статической прочности  $K_R$ . Это объясняется тем, что при возрастании температуры анизотропия свойств монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов, как правило, уменьшается. Поэтому при более низких температурах, например

в елочном соединении, для которого наиболее существенна анизотропия свойств монокристалла,  $\Delta\bar{\sigma}_{ea}$  на порядок превышает  $\Delta\bar{\sigma}_{ei}$ . В то же время в зоне щелевого отверстия на выходной кромке лопатки, где  $K_R \approx 3$  значения  $\Delta\bar{\sigma}_{ei} = \Delta\bar{\sigma}_{ea}$ . С другой стороны, величина диапазона изменения максимальных приведенных касательных напряжений в наиболее напряженных зонах монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин существенно отличается от величины диапазона изменения эквивалентных напряжений. Видно, что величина диапазона изменения максимальных приведенных касательных напряжений в одних зонах ниже, чем величина диапазона изменения эквивалентных напряжений, а в других превышает ее. При этом, каких либо общих закономерностей не наблюдается.

Результаты выполненных вычислительных экспериментов также показывают, что для каждой из выбранных зон лопатки существует определенное расположение поперечных осей лопатки относительно главных осей монокристалла, при котором эквивалентные и максимальные приведенные касательные напряжения принимают как минимальное значение (оптимальная ориентация), так и максимальное значение (нежелательная ориентация), что видно из приведенных в табл. 2 данных.

Таблица 1

Значения температуры, коэффициента анизотропии длительной статической прочности и разброса характеристик напряженного состояния в наиболее напряженных зонах монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин

№ п/п	Наиболее напряженная зона лопатки	T, °C	K <sub>R</sub>	Разброс характеристик напряженного состояния %		
				Δσ <sub>ei</sub>	Δσ <sub>ea</sub>	Δτ <sub>max</sub>
1	перфорационное отверстие на входной кромке лопатки	843	4,0	36,0	39,8	26,3
2	щелевое отверстие на выходной кромке лопатки	990	2,9	25,0	25,0	15,8
3	отверстие перетекания воздуха между охлаждающими каналами	858	3,9	8,5	8,8	19,0
4	переход пера в бандажную полку	1001	2,6	17,6	18,1	42,4
5	елочное соединение лопатки	536	6,8	1,1	11,5	9,7

Таблица 2

Значения угла, соответствующего оптимальной и нежелательной азимутальным ориентациям поперечных осей лопатки в наиболее напряженных зонах монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин

№ п/п	Наиболее напряженная зона лопатки	Оптимальная ориентация			Нежелательная ориентация		
		φ, град			φ, град		
		$\sigma_{ei}$	$\sigma_{ea}$	$\tau_{max}$	$\sigma_{ei}$	$\sigma_{ea}$	$\tau_{max}$
1	перфорационное отверстие на входной кромке лопатки	-5	-5	5	40	40	30
2	щелевое отверстие на выходной кромке лопатки	-45	-45	-40	0	0	-5
3	отверстие перетекания воздуха между охлаждающими каналами	20	20	20	-20	-20	-30
4	переход пера в бандажную полку	40	40	10	-5	-5	-15
5	елочное соединение лопатки	-5	20	20	-30	-30	-45

Их анализ показывает, что как оптимальная, так и нежелательная азимутальные ориентации поперечных осей лопатки для эквивалентных напряжений  $\sigma_{ei}$  и  $\sigma_{ea}$  практически совпадают. Исключением является лишь елочное соединение в случае определения оптимальной ориентации. По всей видимости, это объясняется низким уровнем диапазона изменения эквивалентных напряжений  $\sigma_{ei}$  и существенной анизотропией свойств монокристалла в этой зоне (см. табл. 1).

Более сложная картина наблюдается при сравнении значений углов, соответствующих нежелательной и оптимальной ориентациям для эквивалентных напряжений и максимальных приведенных касательных напряжений. Так, в зонах перфорационных отверстий на входной кромке, щелевых на выходной кромке и отверстий перетекания воздуха между охлаждающими каналами разница в значениях рассматриваемых углов не превышает  $10^\circ$ . С другой стороны для елочного соединения эта разница достигает  $15^\circ$  для нежелательной ориентации и  $30^\circ$  – для оптимальной ориентации в зоне перехода пера в бандажную полку.

#### Заключение

С использованием наиболее широко применяемых на сегодняшний день моделей пластического деформирования и разрушения монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов и подходов для анализа напряженного состояния монокристаллических лопаток проведено расчетное исследование влияния азимутальной кристаллографической ориентации на напряженное состояние монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин. На основании

их результатов установлено, что азимутальная кристаллографическая ориентация может оказывать существенное влияние на напряженное состояние рассматриваемых лопаток. Однако ее влияние в различных зонах лопаток существенно зависит от применяемой модели пластического деформирования и разрушения монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов и подхода для анализа напряженного состояния. Использованные подходы на основе моделей изотропного и анизотропного тел дают несколько противоречивые результаты, чем осложняют рациональный выбор азимутальной кристаллографической ориентации для монокристаллических охлаждаемых рабочих лопаток турбин. Поэтому остается открытым вопрос о выборе оптимальной азимутальной кристаллографической ориентации монокристаллических лопаток.

#### Литература

1. Ножницкий Ю.А. О прочностной надежности монокристаллических рабочих лопаток высокотемпературных турбин перспективных ГТД / Ю.А. Ножницкий, Е.Р. Голубовский // Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования: Труды ЦКТИ. – Вып. 296. – СПб., 2009. – С. 74-82.
2. Магеррамова Л.А. Выбор модели анизотропии сплава для прочностных расчетов монокристаллических рабочих лопаток турбин газотурбинного двигателя с помощью современных программных комплексов / Л.А. Магеррамова, Б.Е. Васильев // Современные методы обеспечения прочностной надежности деталей авиационных двигателей / Под ред. Ю.А. Ножницкого,

Б. Ф. Шорра, И. Н. Долгополова. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – 456 с.

3. Гецов Л.Б. Современные нормы прочности стационарных ГТУ / Л.Б. Гецов, В.Е. Михайлов, А.С. Семенов, С.Г. Семенов // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 8. – С. 24 – 29.

4. Придорожный Р. П. Расчетное исследование объемного напряженного состояния монокристаллической охлаждаемой лопатки турбины // Авіційно-космічна техніка і технологія. – 2002. – Вип. 34. – С. 119 – 123.

5. Придорожный Р. П. Сравнительный анализ напряженного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбины с помощью расчетных моделей различного уровня / Р. П. Придорожный, А. В. Шереметьев, А. П. Зиньковский // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 183 – 187.

6. Придорожный Р. П. Оценка влияния азимутальной ориентации на напряженность монокристаллической охлаждаемой лопатки в системе перфорационных отверстий / Р. П. Придорожный, А. В. Шереметьев, А. П. Зиньковский // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 1. – С. 53 – 57.

7. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 399 с.

8. Stouffer D. Inelastic Deformation of Metals: Models, Mechanical Properties, and Metallurgy / D. Stouffer, L. Dame. – New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996. – P. 387-417.

9. Шалин Р.Е. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е. Шалин, И.Л. Светлов, Е.Б. Качанов – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.

Поступила в редакцию 18.06.2014

**Р.П. Придорожный, О.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский. Розрахункове визначення впливу азимутальної орієнтації на напруженість монокристалічних охолоджуваних робочих лопаток турбін**

*У роботі за допомогою найбільш широко застосованих на сьогоднішній день моделей пластичного деформування і руйнування монокристалів жароміцних нікелевих сплавів та підходів для аналізу напруженого стану монокристалічних лопаток проведено розрахункове дослідження впливу азимутальної кристаллографічної орієнтації на напружений стан монокристалічних охолоджуваних робочих лопаток турбін. Встановлено, що азимутальна кристаллографічна орієнтація може справляти істотний вплив на напружений стан монокристалічних охолоджуваних лопаток турбін. Однак показано, що її вплив у різних зонах лопаток істотно залежить від застосовуваної моделі пластичного деформування і руйнування монокристалів жароміцних нікелевих сплавів та підходів для аналізу напруженого стану.*

**Ключові слова:** охолоджувана робоча лопатка, монокристалічний жароміцний нікелевий сплав, азимутальна кристаллографічна орієнтація, розрахункова модель, обчислювальний експеримент, напружений стан, концентрація напружень, раціональний вибір.

**R.P. Pridorozhny, A.V. Sheremetyev, A.P. Zinkovskii. Computational estimation of influence of azimuthal crystallographic orientation on strength of single-crystal cooled turbine blades**

*In the work with the help of most widely used for today models of plastic deformation and damage of single-crystal nickel-base superalloys and approaches for the analysis of stress state of single-crystal blades computational research of influence of azimuth crystallographic orientation on stress state of single-crystal cooled turbine blades are carried out. The essential effect of azimuth crystallographic orientation on stress state of single-crystal cooled turbine blades has been established. However it is shown, that its effect in various zones of blades essentially depends on applied model of a plastic deformation and damage of single-crystal nickel-base superalloys and the approach for the analysis of stress state.*

**Key words:** cooled blade, single-crystal nickel-base superalloy, azimuth crystallographic orientation, computational model, computing experiment, stress state, stress concentration, rational choice.

УДК 621.43.056+519.6

В.А. БОГУСЛАЕВ<sup>1</sup>, А.И. ДОЛМАТОВ, Д.А. ДОЛМАТОВ, А.В. КУКУРУДЗА<sup>2</sup><sup>1</sup>АО «Мотор Сич», Украина<sup>2</sup>Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Украина

## АНИЗОТРОПНОЕ РАСПРОСТРАНЕНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СТИМУЛЯЦИИ В ДВИЖУЩЕЙСЯ РЕАГИРУЮЩЕЙ СРЕДЕ

*Статья посвящена численному моделированию стимулированного электрическим разрядом стационарных гомогенного метано-воздушного пламени. Установлено наличие анизотропных относительно движения среды эффектов, заключающихся в неоднородном характере распространения возбужденных и ионизированных частиц в плоскости, перпендикулярной оси разряда. Исследованы характерные и вторичные реакции на различном удалении от оси разряда, обнаружены принципиальные различия в производстве-расходе важнейших реагентов и характере пульсаций полей параметров в окрестности разряда.*

**Ключевые слова:** электрический разряд, возбужденные частицы, пульсации температуры, перестройка кинетической схемы, перепроизводство реагентов.

### Основы моделирования электрохимических процессов горения и генерации $\text{NO}_x$

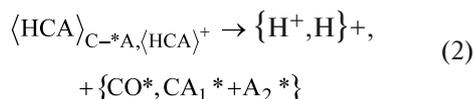
При стимуляции углеводородных пламен электрическими разрядами различных типов возникает большое количество химически активных частиц, оказывающих существенное влияние на процесс горения и формирование вредных веществ. В частности, в ходе электрохимических реакций за счет ударной ионизации образуются ионы  $\text{O}_2^+$ ,  $\text{N}_2^+$ ,  $\text{NO}_2^+$ ,  $\text{O}^+$ ,  $\text{H}^+$  и др., являющиеся сильнейшими окислителями и агрессивно атакующие электронейтральные частицы топлива и топливных радикалов с последующим дополнительным ветвлением кинетических цепей [1, 2]. В то же время концентрация ионов и интенсивность ионно-электронных реакций за пределами основного ствола разряда и зоны вторичной ионизации стремятся к нулю, тогда как интенсивность реакций возбужденных частиц, напротив, существенно возрастает [3]. Как при натурных, так и при численных экспериментах неоднократно наблюдалась анизотропия структуры пламени относительно разряда. Наиболее очевидным и естественным фактором, обуславливающим данный эффект, является газодинамический снос вещества движущейся средой, деформирующий зону вторичной ионизации и создающий возбужденно-ионизированный след разряда, протяженность и интенсивность которого зависит от многих факторов [4]. Однако наряду с этим очевидным влиянием существуют до

конца не изученные криптонестационарные и развитые нестационарные эффекты, вызывающие периодические и аperiodические пульсации пламени как в окрестности СВЧ, так и вблизи стационарных дуговых разрядов, исследование которых — одна из первоочередных задач современной физической химии и физики горения.

В настоящей работе в качестве объекта исследования выбрано метано-воздушное пламя, стимулируемое стационарным дуговым и СВЧ-разрядом при различной средней энергии свободных электронов  $\epsilon_e$  и зоне размещения разрядного устройства. Генеральный баланс термических и электрохимических реакций горения метана в присутствии электрического разряда при помощи фильтрации по смешанным коэффициентам чувствительности [5] был сведен к 641 реакции. Поскольку процессы в стволе разряда очень мало подвержены внешним воздействиям и вполне определяются параметрами разряда и химическим составом движущейся сквозь разряд среды, расчетная зона выбрана в некоторой окрестности разряда с внутренней границей по внешней границе ствола.

За счет высокого химического потенциала некоторых возбужденных частиц, вблизи разрядов наблюдаются нехарактерные для термического горения реакции, оказывающие существенное влияние на горение — в частности, реакции ионизированного молекулярного и атомарного кислорода, молекулярного возбужденного азота, ионов  $\text{NO}^+$  и возбужденных

выше первого триплетного состояния кислород-кислородных связей (включая  $O_2$ ) с высоко расщепленными метильными радикалами  $CH$  и  $CH_2$  (не  $CH_3$  и не метан), приводящие к образованию промежуточных компонент с быстрым последующим распадом либо ударной быстрой реакции по механизмам:



для образования сверхкритических промежуточных соединений с очень малым периодом жизни, и



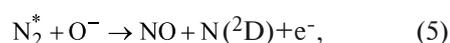
для одностадийного процесса, при этом в (3), в отличие от (1) и (2), соединение вида  $HCA_1^*$  – стабильное. Для менее расщепленных углеводородов оба механизма являются запрещенными, поскольку вероятность рекомбинации электронных облаков возбужденной частицы с атомом углерода крайне низка из-за сильного экранирования последнего водородными атомами. Оба механизма весьма экзотермичны и приводят к цепной реакции образования возбужденных частиц, существенно (в 1,45 и более раза) увеличивающих скорость горения. В зонах с меньшим содержанием остаточных  $CH_x$  не набирается достаточного количества метильных радикалов для реакций с возбужденными частицами, а при кислородном горении отсутствует важнейший источник цепного механизма – возбужденный азот и нитрозный ион.

При моделировании использовался программный пакет высокого уровня для расчетов реагирующих 3D-течений вязкой среды с помощью высокопроизводительной вычислительной станции.

#### Поля параметров в окрестности разряда

Поскольку интенсификация метановых пламен представляет собой перспективный метод усовершенствования процесса горения для широкого спектра энергоустановок, проблема химической кинетики и физики горения в непосредственной окрестности и теле разряда в зоне с высоким содержанием остаточных углеводородов была подвергнута численному моделированию с повышенной точностью. Исследованы поля температуры, скорости горения

и отдельных реакций, а также концентраций характерных веществ. Для периодического СВЧ-разряда исследованы наносекундные процессы при квазистационарных значениях  $\epsilon$ . Для увеличения достоверности получаемых результатов численного моделирования наряду с основным термическим механизмом Зельдовича использовались дополнительные механизмы данного типа; под дополнительными механизмами в данном случае понимаются реакции образования монооксида азота, морфологически сходные с основной стадией базового механизма Зельдовича, например:

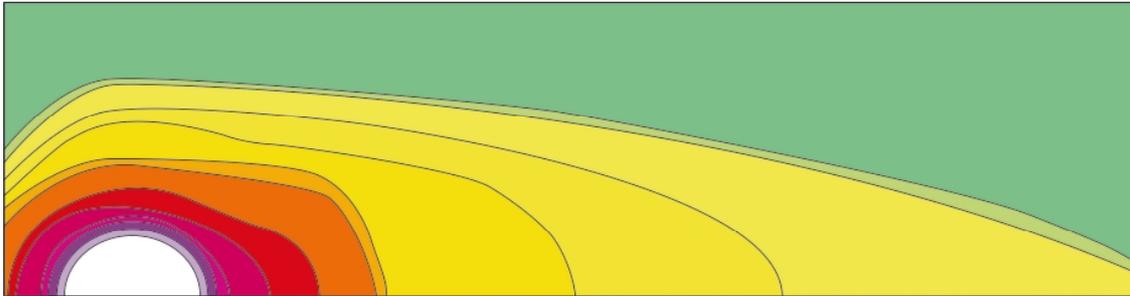


и другие процессы этого типа, всего 63 реакции. Учитывая высокую долю вклада электрохимических реакций в образование  $NO$  и корреляцию максимума  $NO$  с максимумом ионизированных частиц, был проведен анализ возможных кинетических схем реакций для установления иерархии значимости условий горения для образования  $NO$  вблизи тела разряда. Установлено, что соотношение вкладов классического термического расщепления молекулярного азота (включая реакции частиц в возбужденном состоянии) и электрохимических процессов вида (4), (5) и др. не является постоянной величиной и зависит от наличия и концентраций в реакционной зоне следующих компонент (разумеется, помимо атомарного кислорода как непосредственного реагента):  $N_2(B^3P_g, C^3P_u, X^1\Sigma)$ ,  $O^+$ ,  $C-O(\pi\pi^*, \pi\pi^*)$ ,  $CN(S_2, T_2, T_3, M)$ ,  $CN^-$  (очевидная взаимосвязь с циановым синтезом оксидов азота, слабо выраженный для основного состояния вследствие высокой энергии активации детерминирующей стадии),  $O_2^+$ . Факты взаимосвязи выхода установлены с помощью анализа по смешанным коэффициентам чувствительности [5].

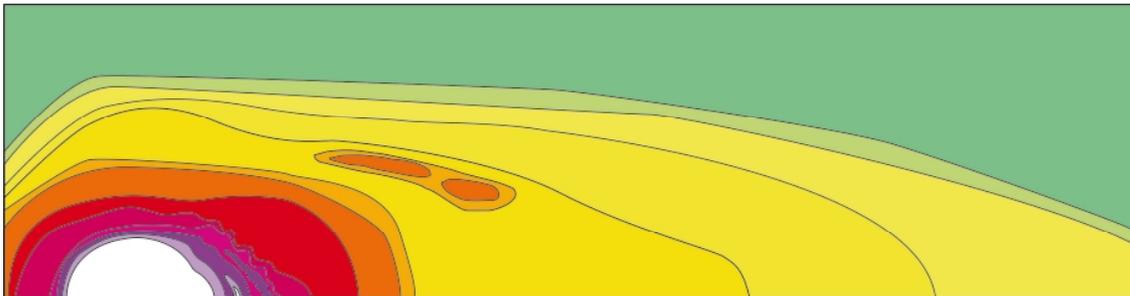
Для получения возможно более полной информации о взаимодействии разряда с потоком и формировании нестационарной структуры течения были исследованы несколько вариантов размещения разряда в зонах с характерным содержанием метильных радикалов, а именно – участках с суммарной мольной долей метана и алкильных радикалов (без учета кислород-содержащих соединений) соответственно 0; 0,05 и 0,2; последний случай соответствует

начальному участку горения. Также варьировалась частота СВЧ-разряда, составившая при двух экспериментах соответственно 0,87 и 1,35 ГГц. Базовая температура среды (т.е., температура при термическом горении предварительно перемешанной смеси) – выбрана из характерного для зоны зажигания и первич-

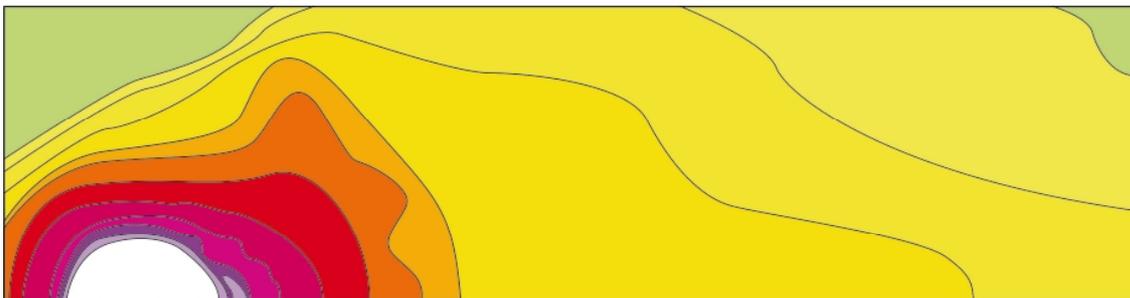
ного горения около-стехиометрических смесей диапазона 1800 – 2100 К. При моделировании учитывалась конечная скорость релаксации колебательной температуры возбужденной электронным ударом частицы. Результаты расчетов представлены на рис. 1, 2 в виде полей температуры и скоростей окисления.



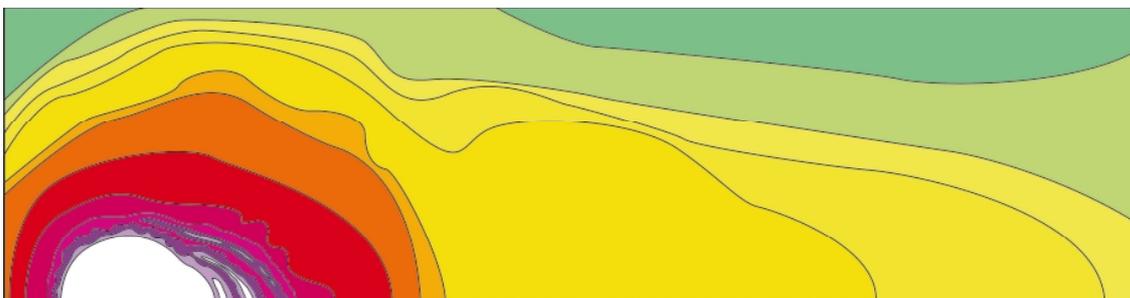
а) дуга, 1,5 А;  $d_e = 2$  мм;  $\omega_{CH_X} = 0,05$ ;  $\varepsilon_{0,05} \in [5;60]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 22,8$  эВ;  $T_{e,z.} = 1800$  К



б) дуга, 1,5 А;  $d_e = 2$  мм;  $\omega_{CH_X} = 0,2$ ;  $\varepsilon_{0,05} \in [10;65]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 27,6$  эВ;  $T_{e,z.} = 1800$  К



в) дуга, 1,5 А;  $d_e = 2$  мм;  $\omega_{CH_X} = 0,2$ ;  $\bar{\varepsilon} = 27,6$  эВ;  $T_{e,z.} = 2100$  К

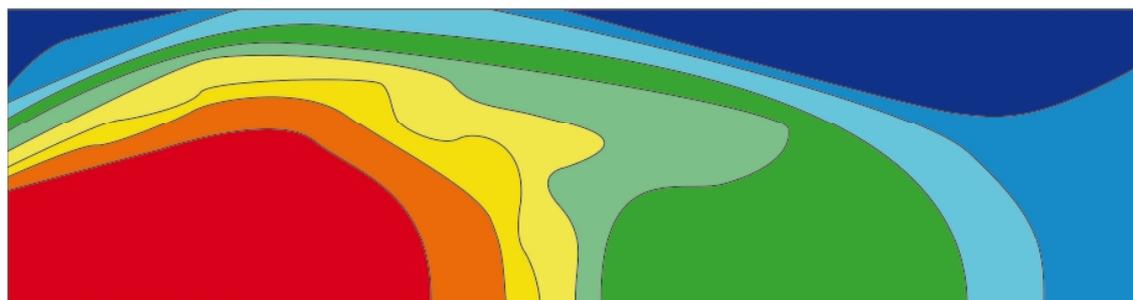


г) СВЧ-разряд, 2 А;  $f = 1,35$  ГГц;  $\varepsilon_{0,05} \in [3,5;110]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 32,4$  эВ;  $T_{e,z.} = 1800$  К

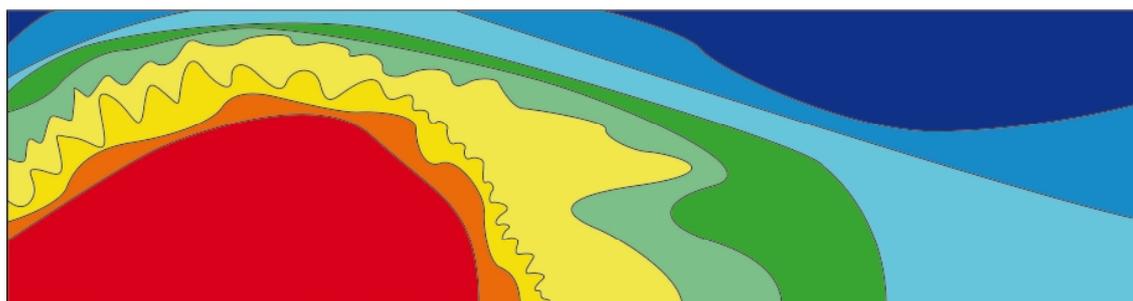
Рис. 1. Температурные поля при дуговом и СВЧ-разряде



а) дуга, 1,5 А;  $d_e = 2$  мм;  $\omega_{CH_4} = 0,2$ ;  $\varepsilon_{0,05} \in [10;65]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 27,6$  эВ;  $T_{e,z} = 1800$  К



б) дуга, 1,5 А;  $d_e = 2$  мм;  $\omega_{CH_4} = 0,2$ ;  $\bar{\varepsilon} = 27,6$  эВ;  $T_{e,z} = 2100$  К



в) СВЧ, 2 А;  $\varepsilon_{0,05} \in [3,5;110]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 32,4$  эВ;  $T_{e,z} = 1800$  К,  $f = 0,87$  ГГц



г) СВЧ, 2 А;  $\varepsilon_{0,05} \in [3,5;110]$  эВ;  $\bar{\varepsilon} = 32,4$  эВ;  $T_{e,z} = 1800$  К,  $f = 1,35$  ГГц

Рис. 2. Поля скорости окисления в окрестности дугового и СВЧ-разряда

Результаты моделирования демонстрируют существенный вклад механизма (1) – (3) в формирование итоговой кинетической схемы горения и эмиссии NO. При этом ярко выражена взаимосвязь механизма блокировки производства NO и дополнительного ускорения горения метана с типом, энергией и частотой разряда. Продemonстрировано смещение и

интенсификация особо высокотемпературной зоны с  $T > 4500$  К при наличии резонанса частоты колебаний поля с частотами возбужденных  $S_2$  и  $T_1$ -форм связи C – H. Нестационарная постановка задачи при стационарных граничных условиях позволила установить наличие отходящих от разряда (как постоянной дуги, так и СВЧ) односторонних волн с повышенной

температурой и увеличенным производством атомарного кислорода. Данный эффект наблюдается при медианных значениях энергии свободных электронов, соответствующих экстремуму в 27,6 эВ и выше, но не превышающих экстремальных для разряда по  $O^+$ ,  $O_2^+$  значений ( $\approx 50$  эВ). Весьма важным фактом, подтверждающим наличие эффекта резонансного возбуждения квантовых состояний карбонводородной связи как причины увеличения интенсивности горения, является отсутствие смещения особо высокотемпературной зоны при малых остаточных концентрациях  $CN_x$ . Численные эксперименты демонстрируют также наличие криптонестационарных эффектов, причем частота генерируемых термических волн крайне слабо коррелирует с частотой самого разряда. Осредненные по сравнительно большому интервалу (250 мс) параметры, демонстрируют незначительные различия между условной «длиной» термических (а, следовательно, и реакционных) волн и, таким образом, физическое подобие природы их генерации для дуги и высокочастотного разряда. Разумеется, в отличие от процессов гетерогенного горения, настоящий эффект не может быть основан на прохождении через контрольные поверхности границ (-ы) раздела фаз, поскольку в данном случае имеет место гомогенное горение метана, а в качестве граничного условия при численном моделировании было задано отсутствие топливных кластеров с относительным градиентом концентраций более 0,2 и размером свыше 1 мкм. Вместе с тем характерные частоты процесса ( $10^4 - 10^5$  Гц) свидетельствуют о схожем порядке размеров характерных газодинамических объектов, вызывающих криптонестационарные проявления, т.е. 5 – 35 мкм.

Очевидно, причиной возникновения данного эффекта следует признать влияние электрического разряда на процессы в присоединенной зоне и предшествующих ей областях термического горения, а именно – разрядное ускорение горения вверх по потоку на некотором эффективном расстоянии. Так, при прохождении в некоторый момент времени сквозь ствол разряда реагирующей среды с нормальным, т.е. соответствующим термодинамически обусловленному распределению, ансамблем частиц, происходит генерация химически активных соединений (возбужденных и ионизированных) согласно рассмотренным выше закономерностям. Стимуляция углерод-углеродных связей,

высокое производство атомарного кислорода в возбужденных состояниях, а также образование промежуточных активных комплексов вида продуктов механизмов (1) – (3) приводит к увеличению мгновенной скорости горения, что приблизительно осесимметрично относительно разрядного столба сдвигает фронт пламени и изотермы зоны максимума реакций, в том числе – против направления потока. Хотя массообмен между телом разряда и присоединенной зоной возбуждения-ионизации против потока весьма затруднен из-за анизотропно низкой подвижности соответствующих частиц, скорость перемещения характерных изотермических и изокинетических поверхностей против потока происходит со скоростью звука и выше (в случаях развития местных детонаций и/или политропного пламени). При этом рассматриваемые скорости движения потока (менее 100 м/с), разумеется, не могут компенсировать скорость распространения возмущений. Значительную роль в энергообмене при этом играет резко возрастающий в стволе и присоединенных участках лучистый перенос энергии, свойственный как высокоэнергетическим газовым разрядам, так и вообще средам с высоким содержанием возбужденных частиц.

Таким образом, происходит локальная перестройка течения вверх по потоку вблизи разряда, сопровождающаяся увеличением концентрации продуктов сгорания и снижением – нерасщепленных метильных радикалов. Вследствие этого спустя некоторое время в тело разряда и присоединенную зону поступает реагирующая среда пониженной реакционной способности, которая при взаимодействии со свободными электронами генерирует меньшее количество активных частиц, что в свою очередь приводит к снижению интенсивности лучистого энергообмена, понижению общей реакционной способности смеси и уменьшению скорости горения. Описанное состояние является состоянием неустойчивого равновесия с периодическим криптонестационарным процессом, обусловленным электронным возбуждением смеси, невозможным для обыкновенного термического горения.

Для верификации вышеизложенной гипотезы были проведены дополнительные численные эксперименты по изучению структуры пламени в непосредственной окрестности разряда с повышенной плотностью расчетной сетки и малым шагом по времени. Результаты расчетов представлены на рис. 3.

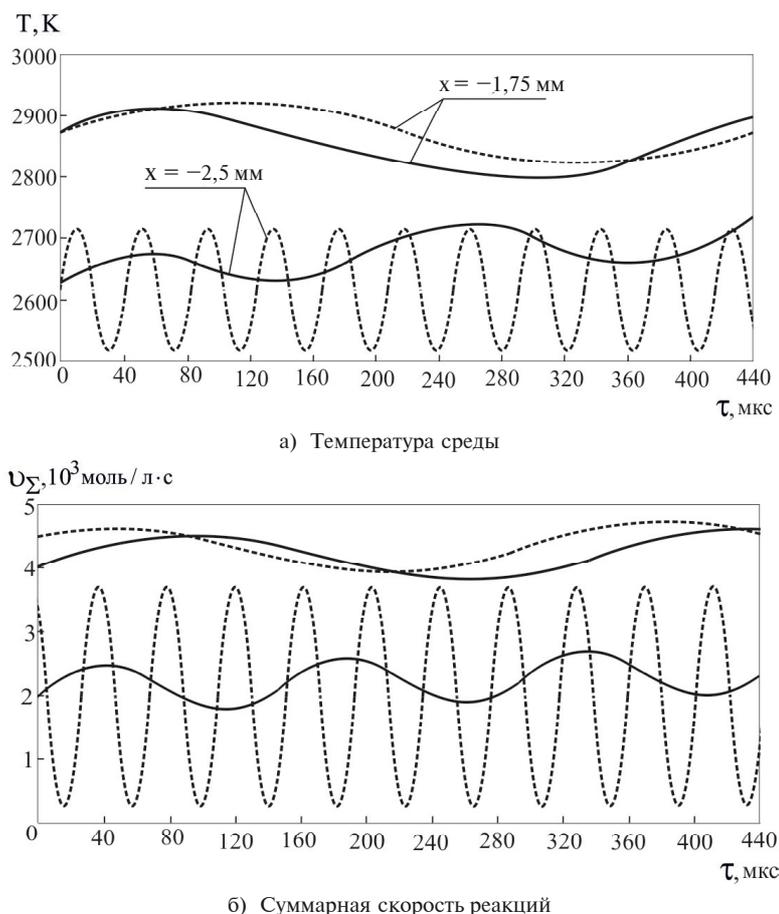


Рис.3. Результаты моделирования течения в окрестности разряда

Как следует из анализа полученных результатов, пульсации температуры и концентраций слабо выражены в более близком к разряду сечении, где наблюдается относительно постоянство условий и основной вклад в реакционную кинетическую схему вносят электронные и термические реакции. Это вполне согласуется с соотношением вероятностей реакций электронного/термического типа и реакций, индуцированных излучением, для осредненных по ансамблю энергий частиц.

В более удаленном сечении с пониженной температурой, напротив, наблюдаются более выраженные пульсации температурного поля и суммарной скорости реакций даже при использовании огрубленной модели с ограниченной зоной лучистой инициации реакций (сплошные линии). При учете нелинейного характера рассеивания и возможности иницирования реакций за пределами вторичной ионизационной зоны наблюдаются пульсации с периодом  $\approx 40$  мкс, причем температурные и концентрационные пульсации сдвинуты относительно друг друга на 28 мкс. Это, с учетом характерного времени релаксации колебательных температур и средней теплопроводности среды в

зоне реакции, соответствует описанному выше эффекту периодической перестройки течения под воздействием иницирующего влияния лучистого энергообмена. Следует также отметить существенно большую относительную амплитуду колебаний суммарной скорости реакции в сечении  $x = -2,5$  мм по сравнению с температурной (188 К или 7,2% относительно средней температуры; 3360 моль/л·с или 161,2% относительно средней суммарной скорости реакции). Очевидно, процесс периодической перестройки потока сопровождается большим количеством взаимно компенсационных эндо- и экзотермических реакций с незначительным преобладанием последних, что и обуславливает некоторое увеличение температуры по сравнению с полностью стационарным режимом горения.

### Выводы

В ходе численных экспериментов по изучению влияния на реагирующую среду постоянного дугового и СВЧ-разряда с различными параметрами и химическим составом среды в месте размещения разрядников, были выявлены криптонестационарные эффекты, связанные с

характерными реакциями возбужденных частиц, не наблюдаемых при термическом горении, а также лучистым энергообменом вблизи разрядной зоны. Также следует отметить наличие взаимосвязи между обнаруженным криптонестационарным эффектом и минимумом производства NO за счет блокировки механизма в обоих направлениях от ствола разряда. Дальнейшие исследования процессов предполагается проводить с использованием более детализированной кинетической схемы, максимально мощных вычислительных станций, а также планируется проведение натурных экспериментов по изучению химического состава газа вблизи разряда.

#### Литература

1. Долматов, Д.А. Регулирование воздушного горения углеводородов разрядами малой длины [Текст] / Д.А. Долматов // Вестник двигателестроения. — 2011. — №2. — С. 41 — 51.

2. Влияние электрического поля на концентрационные пределы распространения пламени

пропана в воздухе [Текст] / А.Ф. Пантелеев, Г.А. Попков, Ю.Н. Шебеко и др. // Физика горения и взрыва. — 1991. — № 1. — С. 26 —28.

3. Долматов, Д.А. Химическая кинетика реакций возбужденных частиц при слабой ионизации среды [Текст] / Д.А. Долматов, А.В. Кукурудза, М. Хадживанд // Авиационно-космическая техника и технология. — 2012. — 8/95. — С. 73 -78.

4. Максимов, Н.Н. Исследование распространения пламени в электрическом поле [Текст] / Н.Н. Максимов, Н.А. Медведев, М.П. Михеев // Физико-технические проблемы. — Чебоксары, 1969. — С. 34—36.

5. Долматов, Д.А. Метод формирования детализированной кинетической схемы при воздушном горении керосина [Текст] / В.А. Богуслаев, Д.А. Долматов // Авиационно-космическая техника и технология. — 2012. — 10/97. — С. 113 -117.

Поступила в редакцию 3.07.2014

#### **В.О. Богуслаев, А.І. Долматов, Д.А. Долматов, А.В. Кукурудза. Анізотропне розповсюдження електромагнітної стимуляції в рухомому реагуючому середовищі**

*Стаття присвячена числовому моделюванню стимульованих електричним розрядом стаціонарних гомогенного полум'я метано-повітряного типу. Встановлено наявність анізотропних щодо ліній току середовища ефектів, що проявляють себе у різноманітному характері розповсюдження збуджених та іонізованих часток в площині, що є перпендикулярною до вісі розряду. Досліджено первинні та вторинні реакції на різноманітній відстані контрольного розрізу від вісі розряду, виявлено принципові розбіжності у генерації — витратах найважливіших реагентів та характері пульсацій полів параметрів у зоні розряду.*

**Ключові слова:** електричний розряд, збуджені частки, пульсації температури, перебудова кінетичної схеми, надмірне утворення реагентів.

#### **V.A. Boguslaev, A.I. Dolmatov, D.A. Dolmatov, A.V. Kukurudza. Propagation anisotropy of electromagnetic stimulation in the reacting moving domain**

*The article is dedicated to numerical investigation of methane — air stationary flame which is stimulated by arc discharge. There has been discovered some anisotropic effects that lead to difference in ion and excited particles propagation in normal to discharge axis cut. The primary and secondary reactions on different distance from arc axis have been studied, the principal difference between control components generation-consuming and parameter filed pulsation for difference distance was discovered.*

**Key words:** electrical discharge, excited particle, temperature pulsation, kinetic scheme change, reagent overproduction.

УДК 539.3

**Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.А. ЧУГАЙ**

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

## **ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ КОМПРЕССОРНОЙ ЛОПАТКИ С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ**

*Исследовано вибрационное состояние компрессорной лопатки с повреждениями на базе трехмерных конечноэлементных моделей. Моделирование объектов проводилось на основании трехмерного подхода метода конечных элементов с использованием специальных сингулярных конечных элементов, отражающих особенности напряженно-деформированного состояния в окрестности вершины трещины. Использование трехмерных конечноэлементных моделей обеспечило возможность детального анализа вибрационной прочности элементов лопаточного аппарата с повреждениями. Проанализировано влияние различной глубины повреждений в компрессорной лопатке на собственные частоты, формы колебаний и распределение вибрационных напряжений системы.*

**Ключевые слова:** рабочие лопатки, повреждения, специальные конечные элементы, вибрационные характеристики, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов, интенсивность вибрационных напряжений.

### **Введение**

В связи с повышением единичной и удельной мощности современных турбомашин растет интенсивность нагрузок на лопаточный аппарат, который является их наиболее нагруженной частью. Основную опасность представляют для него вибрации [1, 2]. Комплексный анализ статической и вибрационной прочности лопаточного аппарата возможно провести на основе трехмерных математических моделей. Такие модели учитывают сложную геометрическую форму лопаток, взаимодействие в рабочем колесе с учетом межлопаточных связей, влияние центробежных сил, воздействие статической и динамической составляющей газового потока, неоднородность температурных полей и материала лопаток. Метод конечных элементов позволяет провести анализ спектров собственных частот, форм колебаний и распределения относительных напряжений.

Опыт доводки и эксплуатации турбомашин показывает, что невозможно избежать появления случайных технологических, производственных или эксплуатационных дефектов, которые могут привести к разрушению элементов лопаточного аппарата турбомашин. Причинами повреждений могут быть дефекты лопаток при изготовлении, усталостные трещины, эрозия, коррозия и воздействие посторонних предметов.

### **Постановка задачи**

Для получения адекватной картины распределения вибрационных полей напряжений в элементах конструкций необходимы ана-

лиз влияния повреждений на динамическое напряженно-деформированное состояние системы и разработка приемов их учета.

Для построения конечно-элементных моделей конструкций с трещиной существуют различные подходы. Некоторые из них используют разбиение всей исследуемой области обычными конечными элементами с существенным сгущением сетки элементов по мере приближения к вершине трещины. Другой подход связан с введением специальных элементов, содержащих вершину трещины, которые учитывают особенности распределения напряжений в малой окрестности вершины (сингулярные элементы) [3].

В работе рассматриваются колебания компрессорных лопаток газовых турбин лопаток с повреждениями различной глубины. Для моделирования поля напряжений обычно использовались изопараметрические квадратичные конечные элементы с двадцатью узлами, которые могут вырождаться в 15-узловой конечный элемент путем совмещения трех узлов одной стороны.

Для обеспечения особенностей распределения перемещений типа  $O(r^{1/2})$  необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины.

Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида  $O(r^{1/2})$  для напряжений  $\sigma_{ij}$ , они достаточно хорошо описывают изменения напряжений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого [3].

## 2. Численный анализ

Проведен численный анализ влияния повреждений на особенности напряженно-деформированного состояния реальных лопаток турбомашин при колебаниях. Большой интерес представляют трещины, фронт которых является криволинейным. Так, например, на реальной компрессорной лопатке возникла небольшая трещина на спинке вблизи корневого

сечения, которая развивалась от длины 1,9 до 21,9 мм [4] (рис. 1).

Были проведены исследования влияния трещины на собственные частоты, формы перемещений и распределение относительных напряжений при использовании обычных конечных 20-узловых элементов со сгущением сетки и при использовании сингулярных элементов в области трещины. Разбиение конечно-элементной сетки в области трещины представлено на рис. 1, 2.

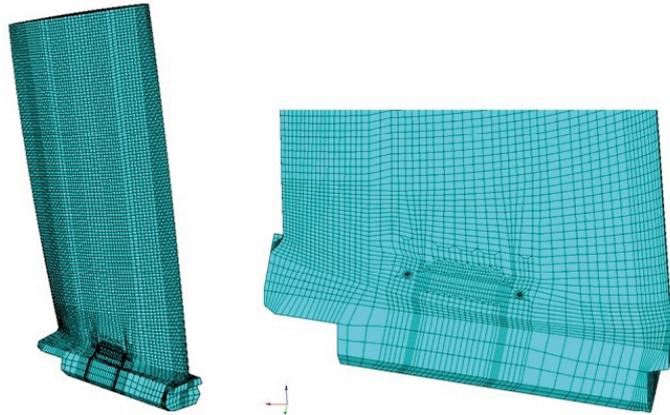


Рис. 1. Конечноэлементная модель компрессорной лопатки с использованием сингулярных элементов в области трещины

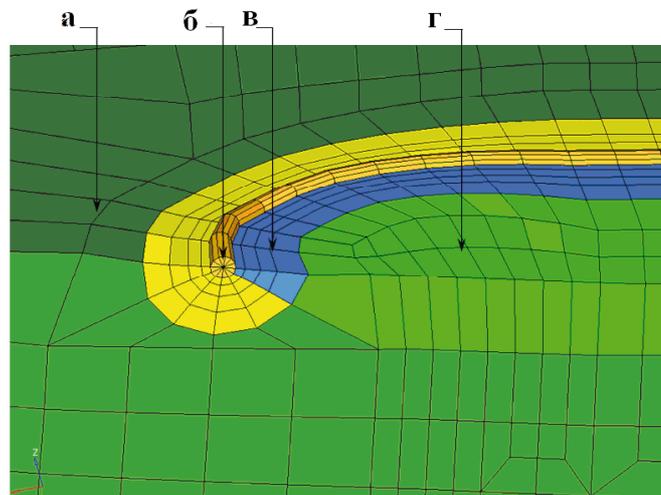


Рис. 2. Конечноэлементная модель в плоскости трещины:  
а) – плоскость разреза лопатки; б) – сингулярные элементы (фронт трещины, окруженный сингулярными элементами); в) – плоскость трещины (переход к сингулярным элементам); г) – плоскость трещины (обычные 20-узловые элементы)

Используются следующие обозначения на рис. 2: область на рис 2, а, г содержит обычные 20-узловые конечные элементы, область на рис 2, в – переход от 20-узловых конечных элементов к сингулярным элементам, область на рис 2, б – сингулярные конечные элементы вокруг фронта трещины.

При расчете данной лопатки с трещиной собственные частоты, полученные с исполь-

зованием сингулярных элементов, оказались несколько ниже, чем частоты, полученные с использованием обычных 20-узловых элементов (табл. 1). Но наибольшие различия видны при анализе относительных интенсивностей напряжений вблизи фронта трещины.

Изменение собственных частот лопатки вследствие трещины приведены в таблице 1.

Таблица 1

Изменение собственных частот компрессорной лопатки (сингулярные конечные элементы вокруг вершины трещины)

Тон колебаний	Частоты лопатки, Гц (без учета центробежных сил)			Частоты лопатки, Гц (15600 об/мин)		
	Без трещины	Трещина глубиной 11,4 мм	Трещина глубиной 18,4 мм	Без трещины	Трещина глубиной 11,4 мм	Трещина глубиной 18,4 мм
f1	340,7	327,8	318,54	571,87	561,13	551,9
f2	1337,9	1271,8	1250,2	1564,6	1506,6	1485,9
f3	1846,2	1819	1839,1	1917,8	1890,2	1908,2
f4	3060	2974,9	2941,4	3165,9	3083,9	3052,8
f5	3874	3699,4	3693,2	4115,6	3943,7	3938,5
f6	4616,7	4534,3	4580,9	4722,4	4642,8	4686
f7	6844	6584,7	6601,9	7112,7	6862,2	6884,9
f8	7478	7349,7	7415,1	7652	7523,1	7580,7

На рис. 3 приведены поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с трещиной глубиной 11,4 мм при использовании обычных 20-узловых элементов и сингулярных конечных элементов вокруг фронта трещины (без учета центробежных сил).

Чтобы выявить различия, использована шкала напряжений с более густым диапазоном (за счет повторения цветов). На рис. 3 приведены распределения относительных напряжений, полученные с помощью различных моделей. Видно, что при использовании сингулярных элементов вблизи фронта трещины наблюда-

ются более высокие градиенты напряжений. На поверхности лопатки максимальные напряжения наблюдаются у начала и конца трещины, что способствует ее росту. При использовании сингулярных элементов сетка вдали от трещины может быть менее густой. Формы перемещений практически одинаковы при использовании различных моделей.

Видно, что использование трехмерных сингулярных элементов в криволинейной системе координат позволяет адекватно моделировать НДС трещины с произвольным криволинейным фронтом, а также описать изменение напряжений по фронту трещины.

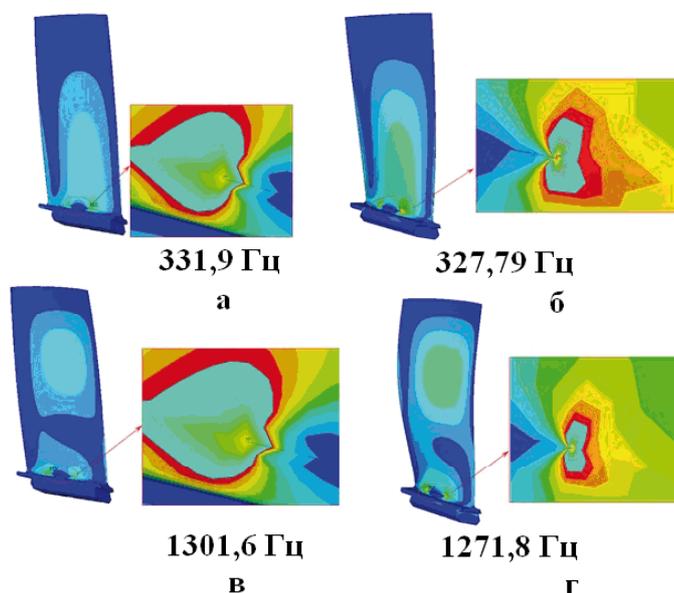


Рис. 3. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с использованием 20-узловых конечных элементов (а, в) и сингулярных конечных элементов (б, г) вокруг фронта трещины

### 3. Выводы

Создана математическая модель повреждений с использованием конечных элементов, учитывающих сингулярный характер напряжений в

устье трещины. Разработана методика оценки влияния повреждений в лопатках на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

Проанализированы закономерности изменения спектров частот, форм колебаний и распределения напряжений в лопатках при их повреждениях. Возникновение трещины следует ожидать в зонах локализации напряжений в лопатке, что позволяет предвидеть появление трещин и предотвратить его за счет малых изменений конструкции.

Частоты, как интегральные характеристики, при появлении трещин изменяются слабо, а формы перемещений и напряжений претерпевают существенное изменение, показывая наличие и место расположения трещины.

Результаты данной работы могут использоваться для диагностики. Например, сравнивая формы колебаний эталонной лопатки без повреждений и экспериментальной, можно судить о наличии или отсутствии дефектов в ней [5]. Анализ локализации напряжений с учетом повреждений и без них позволяет выработать рекомендации по снижению уровня вибрационных напряжений в местах, представляющих опасность в случае возможных повреждений, за счет перераспределения интенсивностей напряжений. Знание картины распределения

вибрационных напряжений и их локализации может оказаться полезным при выборе вариантов как отдельных лопаток, так и их систем.

#### Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю.С. Воробьев. - Киев: Наук. думка, 1988. - 224 с.
2. Материалы и прочность оборудования ТЭС [Текст] / Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С., Копсов А.Я., Петин С.В., Пигрова Г.Д., Рыбников А.И. - Санкт Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2008.- 612 с.
3. Вычислительные методы в механике разрушения: Пер. с англ. [Текст] / Под ред. С. Атлури. - М.: Мир, 1990. - 392 с.
4. Szczepanik R. Crack Initiation of Rotor Blades in the First Stage of SO-3 Compressor [Текст] / R. Szczepanik, R. Rzakowski, L. Kwapisz // Advances in vibration engineering. - 2010. - Vol.9(4). - P. 357-362.
5. Вернигор В.Н. Модальный анализ механических колебаний упругих систем [Текст] / В.Н. Вернигор, А.Л. Михайлов. - Рыбинск, 2001. - 288 с.

Поступила в редакцию 15.06.2014

#### **Ю.С. Воробьев, М.О. Чугай. Особенности колебаний компрессорной лопатки с повреждениями**

*Досліджено вібраційний стан компресорної лопатки з пошкодженнями на базі тривимірних скінченноелементних моделей. Моделювання об'єктів проводилося на підставі тривимірного підходу методу скінченних елементів з використанням спеціальних сингулярних скінченних елементів, що відображають особливості напружено-деформованого стану в околі вершини тріщини. Використання тривимірних скінченноелементних моделей забезпечило можливість детального аналізу вібраційної міцності елементів лопаткового апарату з пошкодженнями. Проаналізовано вплив різної глибини пошкодження в компресорній лопатці на власні частоти, форми коливань і розподіл інтенсивності вібраційних напружень системи.*

**Ключові слова:** робочі лопатки, пошкодження, спеціальні скінченні елементи, вібраційні характеристики, форми коливань, локалізація напружень, метод скінченних елементів, інтенсивність вібраційних напружень.

#### **Yu.S. Vorobiov, M.A. Chugay. Features of vibrations of compressor blade with damages**

*On the base of 3D finite elements models of compressor blade with damages his vibration state is investigated. The modeling of objects was spent on the basis of the three-dimensional approach of a finite elements method with the use of the special singular finite elements that account for the stress localization affect in the crack apex. Using 3D finite-element models allowed for in-depth analysis of the vibration strength of elements of blading with damages. The influence of the different depth in a compressor blade of damages on the natural frequencies, displacement forms and stress intensity is analyzed.*

**Key words:** blades, damages, singular finite elements, vibrations characteristics, modes of vibrations, stress localization, finite element method, vibration stress intensity.

УДК 621.515

**В.П. ГЕРАСИМЕНКО<sup>1</sup>, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ<sup>2</sup>, С.А. ДМИТРИЕВ<sup>1</sup>**<sup>1</sup>Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина<sup>2</sup>ГП НПКГ «Заря»-«Машпроект», Украина**АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА**

*Рассмотрены основные методы аэродинамических расчетов, используемые при решении задач внутренней и внешней аэродинамики, современные направления развития численных методов решения уравнений Навье-Стокса. Показана классификация по основным признакам. Приведены программные комплексы, используемые для решения осредненных по Фавру-Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Обращено внимание на необходимость разработки комплексных методов аэродинамических расчетов, построенных на решении прямых задач, для решения обратной задачи с одновременной геометрической оптимизацией лопаточных венцов на основе существующих программных комплексов.*

**Ключевые слова:** турбомашина, лопаточный венец, уравнение, турбулентность, трехмерное математическое моделирование.

**Введение**

Аэродинамическое совершенствование компрессоров представляет собой обратную задачу их проектирования. Успех решения подобных краевых задач математической физики определяется их корректной постановкой, обеспечивающей существование единственности решения [1]. Простейшим примером такой гидродинамической задачи является задача Коши [2], в которой для уравнения второго порядка с заданием краевых условий в виде значений решения и его первых производных существует однозначное решение, за исключением линии раздела, на которой имеется неединственное решение. К такому уравнению, в частности, относится эллиптическое уравнение Лапласа при решении уравнений потенциального безвихревого движения жидкости — газа в форме Эйлера. Справедливость теоремы о единственности решения, реализуемой для уравнений эллиптического типа (при дозвуковых режимах течения), не выполняется для гиперболических уравнений (при сверхзвуковых режимах) [2], с учетом волновых потерь.

Корректность одной и той же задачи зависит от ее постановки. Основным признаком некорректно поставленной задачи является то, что как угодно малые изменения исходных данных могут приводить к большим изменениям решения. К подобным задачам относится большинство обратных задач, тесно связанных с интерпретацией физических экспериментов. Для решения таких задач в настоящее время существуют рекомендации приближенного решения с использованием дополнительной априорной информации [3].

**1. Постановка задачи**

Особую область задач представляют задачи аэрогидродинамики, для которых теоретические уравнения, описывающие процессы течения часто лишь приближенно отражают многие физические явления, что требует их дополнительных экспериментальных исследований для математического моделирования. Простейшим примером дискретного математического моделирования и расчетов является применение метода дискретных вихрей для плоской и пространственной задачи обтекания крыла [4]. В частности, необходимы модели учета вязкости. Одной из простых моделей является разбиение расчетной области на зоны с потенциальным течением и другой зоны с заданной завихренностью для описания турбулентных движений [2] и учета турбулентной вихревой — вращательной  $\mu_\omega$  вязкости наряду со сдвиговой  $\mu$  и объемной  $\mu_\Omega$  в обобщенном уравнении Навье-Стокса [5]:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \nabla P - \rho F - \mu \Delta v - \left( \frac{\mu}{3} + \mu_\Omega \right) \nabla \nabla \cdot v - \mu_\omega \nabla \times (2\omega - \nabla \times v) = 0 \quad (1)$$

Обширные сведения о классических методах исследования турбомашин изложены в работах [6, 7].

В настоящее время существует достаточно большое количество методов решения аэродинамических задач [8]. Их можно классифицировать по основным признакам: для расчета

внутренних и внешних; невязких и вязких; ламинарных и турбулентных течений; расчета несжимаемой и сжимаемой среды; дозвуковых, транзвуковых и сверхзвуковых потоков; расчета потенциальных (безвихревых) и вихревых течений. Существуют методы расчета стационарных и нестационарных; одномерных, двумерных и трехмерных потоков; безотрывных или отрывных течений; в прямой, обратной и гибридной постановке [9].

Различные методы расчета применяют в зависимости от типа и постановки задач, начиная от поиска аналитических до численных решений с дискретизацией основных уравнений на мелкой сетке, покрывающей физическую область исследования, в дифференциальной или интегральной постановке [10]. По каждому из перечисленных типов задач опубликованы обзорные статьи, монографии с указанием наиболее приемлемых методов решения, преимущества и ограничения областей применимости [8-10]. Однако, нет достаточно общих публикаций с полной классификацией и анализом интегральных и дифференциальных уравнений и обоснованием выбора метода их решения.

**Целью данной статьи** является анализ расчетных методов аэродинамического совершенствования компрессоров на стадии их проектирования. Отличительной особенностью такого проектирования является необходимость решения аэродинамической задачи в обратной постановке, для чего требуется привлечение математических моделей – характеристик экспериментальных исследований для регуляризации решений [3]. В методиках проектирования компрессоров для этого используют три вида априорной информации:

- по проявлению инерционных свойств потока в виде его отставания в решетках профилей;

- по проявлению вязких эффектов и других источников потерь (с учетом перетеканий в радиальном зазоре);

- по газодинамической устойчивости и срыву.

Отличительной особенностью компрессорных диффузорных решеток профилей является наличие вихревых – отрывных областей в двугранном углу у спинки лопаток на втулке рабочего колеса и в радиальном зазоре в виде вихря перетекания, где целесообразно учитывать проявление вихревой вязкости, особенно при оценке запасов по срыву. В таком случае необходимо было бы записывать уравнение движения в форме завихренности с одной стороны, а с другой – использовать метод дискретных вихрей. Эти особенности принципиально отличают статистические характе-

ристики компрессорных решеток профилей от турбинных при их проектировании.

### Результаты исследования

Фундаментальные уравнения газовой динамики основаны на универсальных законах сохранения массы, количества движения, энергии [11]. Для описания процессов течения жидкости и газа в общем случае используют систему нестационарных дифференциальных уравнений Навье-Стокса в частных производных:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v_i}{\partial t} + v_i \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) = \\ = X_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) \end{aligned} \quad (i, j, k = 1, 2, 3) \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = 0$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,

$\delta_{ij}$  – символ Кронекера.

Поиск точных решений уравнений Навье-Стокса, в силу их нелинейности, является сложной задачей [8-10]. Поскольку в настоящее время аналитические методы решения данной системы в общем виде отсутствуют, для анализа течения в аэродинамических задачах используют численное моделирование [12]. Существующие методы аэродинамических расчетов, прежде всего, можно разделить на задачи внешней (в которых размеры области вокруг объектов предполагаются бесконечными) и внутренней аэродинамики (рис. 1).

При решении задач внешнего обтекания широко используют панельные методы [12] и особенностей (присоединенных-дискретных вихрей [4, 13], источников и стоков [14]), конечных элементов, конечных объемов [12], граничных элементов [15]. Применяют также численное моделирование на основе решения уравнений Эйлера и Навье-Стокса [8-10], в т.ч. в интегральном виде [16]. Повышение точности каждого метода связано с необходимостью роста вычислительных ресурсов, требуемых для его использования.

Особенностью расчета внутренних течений в турбомашине является аэродинамическое взаимодействие между лопаточными венцами. Задачи внутренней аэродинамики турбомашин традиционно разделяют на классы: прямые, обратные [17] и гибридные [18]. При решении прямой задачи определяют параметры потока

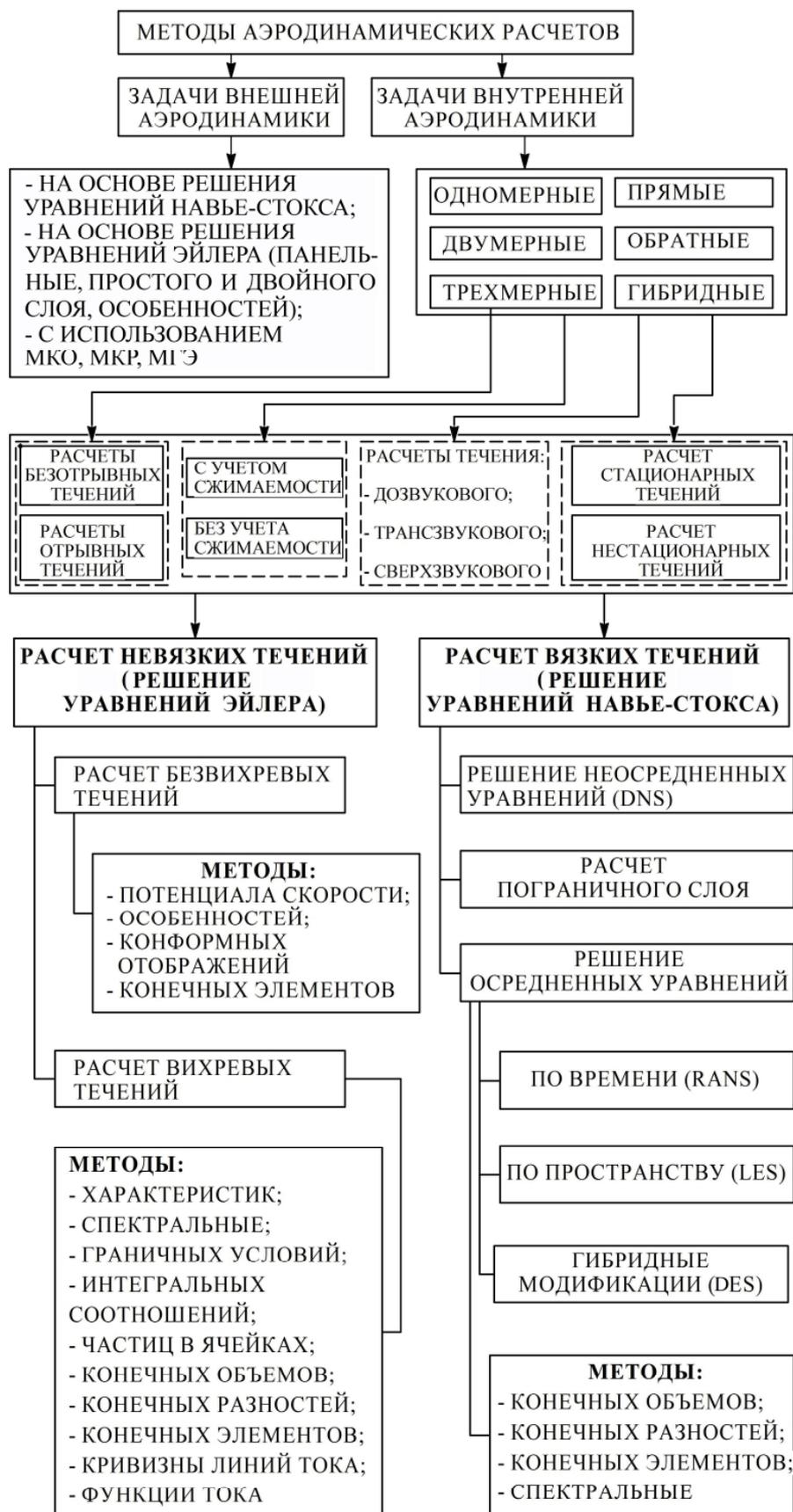


Рис. 1. Классификация методов аэродинамических расчетов

по заданной геометрии профилей. При решении обратной задачи требуется определить оптимальные формы межлопаточных каналов, обеспечивающие максимально возможный энергообмен в компрессорной ступени с минимальными потерями и допустимые запасы устойчивости [19]. Наиболее распространены двумерные методы решения обратной задачи: особенностей, конформных отображений, годографа, функции тока, прогонки, потенциала скорости, метод кривизны линий тока и т.д. [6-8]. При этом в большинстве случаев предполагали течение установившимся, а жидкость – идеальной. В гибридных задачах [18] принимают одни граничные условия – геометрические, а другие – аэродинамические.

Методы расчета внутренних течений кроме того разделяют на одномерные, двумерные и трехмерные. Выделяют методы расчета невязких (идеальных) и вязких течений при решении уравнений движения в форме Эйлера или Навье-Стокса. В рамках такой классификации дополнительно используют и другие предположения [8-12].

В численных методах, основанных на одномерном подходе, рассматривают осредненное в окружном направлении и по высоте лопатки течение, которое описывают уравнениями сохранения в сочетании с обобщенными полуэмпирическими зависимостями по учету источников гидравлических потерь, углов отставания потока и т.д. [19]. В лопаточных венцах турбомашин к источникам гидравлических потерь по проявлению вязких эффектов в уравнении Навье-Стокса необходимо учитывать перетекания в радиальных зазорах, нестационарные эффекты взаимодействия соседних лопаточных венцов, волновые и акустические явления, а в компрессорах также – диффузорный характер течения в межлопаточных каналах и др. Эти сведения в форме статистических данных надо использовать (дополнительной информацией) для замыкания системы уравнений.

Теория квазитрехмерного потока в турбомашинах, предложенная Ву Чун Хуа [20], является основой большинства существующих расчетных методов решения обратных и прямых задач, используемых при создании и доводке турбомашин. Большинство расчетов двумерного течения на осесимметричных поверхностях тока  $S_1$  в стационарной постановке осуществляют решением системы уравнений Эйлера с использованием методов кривизны линий тока [21, 22], матричных методов [23], метода установления [24]. Для расчета осредненного в окружном направлении течения на меридиональной поверхности  $S_2$  используют методы особенностей [13, 14], крупных частиц

[25], интегральных соотношений, потенциала скорости [9, 26], характеристик [27], методы возмущений (для расчета скачков уплотнения), прогонки [8], а также методы, основанные на использовании функции тока [28], методы кривизны линий тока [29], и т.д., с использованием различных упрощений [24]. В матричных методах система уравнений Эйлера сводится к дифференциальному уравнению второго порядка в частных производных, а в методе кривизны линий тока – к решению нелинейного дифференциального уравнения первого порядка относительно меридиональной скорости [21, 24, 29]. Предположение о постоянстве полной энтальпии и энтропии в безвихревом потоке применяется в методах расчета с использованием потенциала скорости [26]; решение задачи Коши для уравнения Лапласа находят с помощью краевых задач Дирихле и Неймана [1-2].

Для аппроксимации исходных дифференциальных или интегральных уравнений системой алгебраических уравнений используют различные методы дискретизации [8]. Наиболее распространенными из них являются метод конечных объемов (МКО), метод конечных разностей (МКР), метод конечных элементов (МКЭ), а также спектральные методы [8-10, 12, 30]. Решение разностных уравнений может быть проведено прямыми либо итерационными методами (в т.ч. многосеточными), с использованием дискретизации по времени (с применением явных, неявных либо явно-неявных схем), по пространству, с применением структурированных, неструктурированных либо гибридных сеток [8, 9]. В работе [31] представлена эффективная неявная конечно-разностная схема для численного интегрирования уравнений Эйлера в форме законов сохранения. Надежной и работоспособной для расчета сложных течений является разностная схема С.К. Годунова, получившая развитие в работе [32]. Эффективные разностные схемы для решения построены в работах А.А. Самарского [33], П. Роуча [34], Р. Мак-Кормака, и др.

Для учета проявления вязкости при моделировании течения с помощью уравнений Эйлера используют уравнения пограничного слоя [11] или применяют эмпирические зависимости для расчета сил сопротивления, воздействующих на поток [8, 21], а также учитывают турбулентное перемешивание потока по радиусу [28] с использованием обобщенных полуэмпирических соотношений для определения углов отставания потока [19]. В работе [22] для учета влияния вязкостных сил задают распределение коэффициента потерь полного давления вдоль линий тока. При расчете пограничного слоя

применяют метод интегральных соотношений, МКР и др. Однако они не всегда подтверждаются экспериментальными данными. Основной сложностью итерационного объединения расчетов вязкого течения и пограничного слоя является моделирование отрывных течений с сильным вязко-невязким взаимодействием. Оценка перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный при изменении параметров внешнего потока, требует учета влияния кривизны линий тока [29] и т.д. [8, 11]. Вместе с тем, включение интегрального метода расчета пограничного слоя, например [35], в алгоритм решения обратной задачи позволяет подсчитать толщину вытеснения, необходимую для уточнения конфигурации профиля лопатки, а также определить толщину потери импульса, с помощью которой можно более точно оценить профильные потери. Используя дополнительные данные о пограничном слое, можно оптимизировать заданное распределение скоростей с целью уменьшения потерь в решетке лопаточного венца.

Для расчета трехмерного вязкого турбулентного течения на сегодняшний день используют прямое численное моделирование (DNS), моделирование с помощью осредненных уравнений Навье-Стокса: по времени (RANS), по пространству (LES), гибридное моделирование (DES) [36]. Использование DNS при расчете турбулентных течений путем непосредственного численного решения трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса приводит к большой вычислительной трудоемкости моделирования, несмотря на использование мощных многопроцессорных суперкомпьютеров (TeraFLOPS, Blue Horizon, SGI Origin2000 и т.д.). В связи с этим результаты, полученные с помощью DNS, наряду с экспериментальными данными, пока лишь составляют основу для калибровки и тестирования полуэмпирических моделей турбулентности [10]. Применение метода моделирования крупных вихрей LES с пространственным осреднением по областям позволяет сократить машинное время [36]. Вместе с тем, учитывая малый размер вихрей вблизи ограничивающих поверхностей, требования к сеткам для LES приближаются к аналогичным требованиям для DNS. Кроме того, при использовании LES необходимо, как и в случае применения DNS, проведение трехмерных нестационарных расчетов на мелких сетках даже в тех случаях, когда целью исследований является определение только параметров осредненного течения. При расчете пристеночных течений с обширными отрывными зонами используют комбинированные RANS-LES модели, в частности, метод моде-

лирования отсоединенных вихрей DES [36, 37]. В этом случае более достоверно рассчитывают отсоединенные вихри в отрывных зонах, а вихревые структуры в области присоединенных пограничных слоев описывают RANS моделями в сочетании с полуэмпирическими моделями турбулентности. Методы решения осредненных уравнений Навье-Стокса используют различные подходы с применением явных, неявных, явно-неявных схем дискретизации [8]. Для решения осредненных уравнений используют МКЭ, МКР, МКО, спектральные методы и т.д. Решение разностных уравнений выполняют прямыми либо итерационными методами [10]. Перспективным направлением разработки разностных схем интегрирования уравнений может быть применение схем минимизации полной вариации (TVD) [38].

Распространенным способом моделирования турбулентных течений является использование осреднения высокочастотных пульсаций турбулентной скорости по Фавру-Рейнольдсу (RANS) [38]. Для этого существуют программные комплексы FlowER, Numeka, ANSYS CFX, Fluent, FlowVision, STAR-CD и др. Точность решения в каждом из них зависит от качества сетки, граничных условий, численного алгоритма, а также выбора полуэмпирической модели турбулентности по связи между тензором рейнольдсовых напряжений и параметрами осредненного потока. Несмотря на многообразие моделей турбулентности (дифференциальных, алгебраических, с алгебраическими моделями рейнольдсовых напряжений), они не могут претендовать на универсальность. Каждая из них имеет свою область применения, поэтому требуются дополнительные исследования по их тестированию [37, 38].

Программные комплексы расчета трехмерного вязкого турбулентного течения и соответствующие методы адаптированы под решение прямых задач. Вместе с тем, их применение для решения обратных задач требует существенных дополнительных методических приемов. Обратные задачи внутренней аэродинамики турбомашин представляют наиболее сложный класс задач, для точного решения которых методы пока отсутствуют. Существующие методы решения обратной задачи [17, 39, 40] и др. обычно являются коммерческой собственностью разработчиков и полностью не публикуются. Поэтому остается потребность разработки комплексных методов аэродинамических расчетов для решения обратной задачи с одновременной геометрической оптимизацией лопаточных венцов на основе существующих программных комплексов, построенных на решении прямых задач. Такой путь использо-

ван авторами [41] по ослаблению источников потерь в радиальном зазоре рабочих колес за счет парусности и «тангенциального» навала лопаток с уменьшением зазора, применения «управляемой диффузорности» межлопаточных каналов и других мероприятий, позволивших повысить КПД ступеней до значений 0,920,93 и коэффициенты напора до 0,270,3 с дозвуковым обтеканием. Кроме того, уточнены статистические зависимости Хоуэлла и Либлейна по углам отставания, коэффициентам потерь, запасам по срыву, используемые в методиках проектирования лопаточных венцов.

### Заключение

Приведена классификация основных методов аэродинамических расчетов, используемых при решении задач внутренней и внешней аэродинамики. На основе анализа развития гидроаэродинамики предложены пути реализации современных методов расчета вязких течений в практических задачах проектирования осевых компрессоров.

### Литература

1. Михлин С.Г. Курс математической физики [Текст] / С.Г. Михлин – М.: Наука, 1968 – 576 с.
2. Лаврентьев М.А. Проблемы гидродинамики и их математические модели [Текст] / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. – М.: Наука, 1977. – 408 с.
3. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация [Текст] / А.Н. Тихонов, А.В. Гончарский, В.В. Степанов, А.Г. Ягола. – М.: Наука, 1983. – 200 с.
4. Лифанов И.К. Метод сингулярных интегральных уравнений и численный эксперимент (в математической физике, аэродинамике, теории упругости и дифракции волн) [Текст] / И.К. Лифанов – М.: ТОО «Янус», 1995 – 520 с.
5. Дьярмати И. Неравновесная термодинамика. Теория поля и вариационные принципы [Текст] / И. Дьярмати – М.: Мир, 1974. – 304 с.
6. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин [Текст] / Г.Ю. Степанов – М.: Физматлит, 1962. – 512 с.
7. Аэродинамика турбин и компрессоров [Текст] / под ред. У.Р. Хауторна – М.: Мир, 1968. 742 с.
8. Макнэлли. Обзор методов расчета внутренних течений в применении к турбомашинам [Текст] / Макнэлли, Сокол // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1985. – №1. – С. 103-122.
9. Белоцерковский, О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред [Текст] / О.М. Белоцерковский. – М.: Физматлит, 1994. – 448 с.
10. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене [Текст] / А.А. Приходько. – К.: Наук. думка, 2003. – 379 с.
11. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 711 с.
12. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Т.2. [Текст] / К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 552 с.
13. Белоцерковский С.М. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью [Текст] / С.М. Белоцерковский, М.И. Ништ. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
14. Амброжевич А.В. Численное моделирование комплекса нестационарных газодинамических процессов в тепловых двигателях [Текст] / А.В. Амброжевич // Моногр. – Х.: ХГАДТУ, 1999. – 77 с.
15. Бенерджи П. Метод граничных элементов в прикладных науках [Текст] / П. Бенерджи, Р. Баттерфилд. – М.: Мир, 1984. – 494 с.
16. Крашаница Ю.А. Метод граничных интегральных уравнений в плоских задачах динамики вязкой жидкости [Текст] / Ю.А. Крашаница // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №5(92). – С. 43-46.
17. Субботович В. П. Комплексное теоретическое и экспериментальное решение задач аэродинамики проточных частей турбин : дис. ... д-р техн. наук : 05.05.16; защита 10.10.13, утв. 17.01.14 / Субботович Валерий Петрович. – Х., 2013. – 355 с.
18. Лю Г.Л. Единая теория гибридных задач для полностью трехмерного несжимаемого течения в рабочем колесе, основанная на вариационных принципах при переменной форме области [Текст] / Г.Л. Лю // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. №2. – С. 17-21.
19. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
20. Wu C.H. A general theory of 3-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types [Text] / C.H. Wu / Trans. ASME. – 1952. – №8. – P. 1363-1380.
21. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин [Текст] / Я.А. Сироткин. – М.: Машиностроение, 1972. – 448 с.
22. Сальников В.С. Метод расчета течения газа и несжимаемой жидкости в турбомашинах с помощью ЭЦВМ [Текст] / В.С. Сальников. – М.: ЦИАМ (Тех. отчет ЦИАМ №294). – 1967 – 31 с.
23. Denton J.D. Throughflow Calculation for Transonic Axial Flow Turbines [Text] / J.D. Denton // Transaction of the ASME, Journal of Engineering for power. – vol.100. – 1978 – P. 212-218.
24. Дорфман Л.А. Численные методы в газодинамике турбомашин [Текст] / Л.А. Дорфман. – Л.: Энергия. – 1979. – 270 с.
25. Белоцерковский О.М. Метод крупных частиц в газовой динамике [Текст] / О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов // Вычислительный эксперимент. – М.: Наука, 1982. – 352 с.

26. Гостелову Дж. Аэродинамика решеток турбомашин [Текст]: пер. с англ. / Дж. Гостелову. – М.: Мир, 1987. – 385 с.
27. Аэрогидромеханика [Текст] / Е.Н. Бондарев, В.Т. Дубасов, Ю.А. Рыжов и др. – М.: Машиностроение, 1993. – 608 с.
28. Метод расчета двумерного течения в многоступенчатом осевом компрессоре [Текст] / Л.Г. Бойко, В.Н. Ершов, Г.А. Гирич, В.Н. Яневич // Изв. вузов. Машиностроение. – 1989. – №5. – С. 56-60.
29. Новак Метод кривизны линий тока в вычислительных задачах для потока жидкости [Текст] / Новак // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1967. – №4. – С. 30-41.
30. Численное моделирование течений в турбомашинах [Текст] / С.Г. Черный, Д.В. Чирков и др. – Новосибирск.: Наука, 2006. – 202 с.
31. Бим Р.М. Неявная факторизованная разностная схема для уравнений Навье-Стокса течения сжимаемого газа [Текст] / Р.М. Бим, Р.Ф. Уорминг // Ракетная техника и космонавтика. – 1978. – №4. – С. 145-156.
32. Крайко А.Н. Некоторые вопросы построения численных алгоритмов для решения течений идеального газа [Текст] / А.Н. Крайко // Конструир. алгоритмов и решение задач мат. физики. – М.: ИПМ, 1987. – С. 33-55.
33. Самарский А.А. Разностные методы решения задач газовой динамики [Текст] / А.А. Самарский, Ю.П. Попов. – М.: Наука, 1980. – 352 с.
34. Роуч П. Вычислительная гидродинамика [Текст]: пер. с англ. / П. Роуч. – М.: Мир, 1980. – 618 с.
35. Сороколетов М.Ю. Исследование течения в компрессорных решетках отличающихся формой средней линии лопаток [Текст]: дис. канд. техн. наук 05.04.12; / Сороколетов Михаил Юрьевич. – М., 1994. – 252 с.
36. Солодов В.Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей [Текст]: моногр. / В.Г. Солодов. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 168 с.
37. Волков К.Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений [Текст] / К.Н. Волков, В.Н. Емельянов. – М.: Физматлит, 2008. – 368 с.
38. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
39. Василенко С.Е. Метод проектирования решеток профилей с выровненным полем статического давления на выходе [Текст] / С.Е. Василенко, И.Б. Шкурихин // Гидроупругие колебания в машинах. – Институт машиноведения им. А.А. Благонравова. 1983. – №2. – С. 83-88.
40. De Vito L. A novel two-dimensional viscous inverse design method for turbomachinery blading [Text] / L. de Vito, R.A. Van den Braembussche // ASME Trans., Journal of Turbomachinery. – 2003. – Vol. 125, No 2. – P. 310-316.
41. Герасименко В.П. Комплексное аэродинамическое совершенствование компрессоров ГТД [Текст] / В.П. Герасименко, М.Ю. Шелковский // Вестник двигателестроения. – 2013. – №2. – С. 69-72.

Поступила в редакцию 12.06.2014

**В.П. Герасименко, М.Ю. Шелковский, С.А. Дмитрієв. Аеродинамічне вдосконалення осевого компресора**

*Розглянуто основні методи аеродинамічних розрахунків, які використовують при вирішенні завдань внутрішньої і зовнішньої аеродинаміки, сучасні напрями розвитку чисельних методів вирішення рівнянь Нав'є-Стокса. Приведено класифікацію за основними ознаками. Наведено програмні комплекси, які використовують для рішення усереднених за Фавром-Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. Звернуто увагу на необхідність розробки комплексних методів аеродинамічних розрахунків, побудованих на вирішенні прямих задач, для вирішення зворотної задачі з одночасною геометричною оптимізацією лопаткових вінців на основі існуючих програмних комплексів.*

**Ключові слова:** турбомашина, лопатковий вінець, рівняння, турбулентність, тривимірне математичне моделювання.

**V.P. Gerasimenko, M.Y. Shelkovsky, S.A. Dmitriev. Aerodynamic improvement of axial compressor** *The basic methods of aerodynamic calculations, that used in internal and external aerodynamic, and modern numeral methods of Navier-Stokes equations calculations are considered. Classification is resulted on basic signs. Program complexes, in-use for Favre-Reynolds average Navier-Stokes calculations, are resulted. Paid regard to the necessary development of aerodynamic calculations methods, that are built on the of direct tasks decision, for the reverse task decision, with simultaneous geometrical optimization of blade vanes, based on modern existent program complexes.*

**Key words:** turbo-machine, blade row, equation, turbulence, three-dimensional mathematical design.

УДК 621.452.3

**Е.С. ГОРЯЧКИН, Г.М. ПОПОВ, Ю.Д. СМИРНОВА***Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия*

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*В ходе выполнения работы произведена валидация расчетных моделей неохлаждаемых турбин газотурбинной установки. Исследовано влияние размерности расчетной сетки на результаты моделирования характеристик турбин. Также исследовано влияние учета притрактовых полостей при моделировании на расчетные характеристики турбин. В результате выполнения работы выработаны рекомендации по построению расчетных моделей неохлаждаемых осевых турбин газотурбинных двигателей, обоснована возможность использования в оптимизационных расчетах моделей турбин без притрактовых полостей.*

**Ключевые слова:** турбина низкого давления, газовая динамика, стационарная газотурбинная установка.

В настоящее время, одной из наиболее актуальных задач авиационного двигателестроения является повышение эффективности газотурбинного двигателя. Общий уровень эффективности двигателя в значительной степени определяется эффективностью его узлов, в частности турбины [1].

Современный уровень развития методов вычислительной газовой динамики (CFD) позволяет широко использовать данные методы на этапе проектирования турбин для анализа их характеристик. Это позволяет существенно сократить сроки и снизить стоимость разработки.

Данная работа посвящена идентификации расчетных моделей неохлаждаемых турбин: турбины низкого давления (ТНД) и свободной турбины (СТ) стационарной газотурбинной установки НК-36СТ.

В ходе выполнения работы были созданы четыре расчетные модели ТНД и четыре расчетные модели СТ. Расчетные модели отличались друг от друга количеством элементов расчетных сеток и наличием притрактовых полостей. Так, модели первого уровня (модели *ТНД\_сетка1* и *СТ\_сетка1*) содержали примерно 450 000 элементов на один лопаточный венец (ЛВ). Модели второго уровня (модели *ТНД\_сетка2* и *СТ\_сетка2*) — примерно 1 000 000 элементов на один ЛВ. Модели третьего уровня (модели *ТНД\_сетка3* и *СТ\_сетка3*) — примерно 2 000 000 элементов на один ЛВ.

Описанные выше модели не учитывали и не содержали притрактовые полости. Модели четвертого уровня (модели *ТНД\_сетка2\_бандаж* и *СТ\_сетка2\_бандаж*) были построены на основе моделей 2-го уровня и содержали притрактовые полости.

Необходимость создания не одной, а четырех расчетных моделей для каждой из турбин была продиктована следующими соображениями:

1. Обоснованием выбора достаточного количества элементов расчетной сетки в межлопаточных каналах для численного моделирования рабочего процесса в турбинах (исследование так называемой сеточной сходимости);

2. Обоснованием возможности использования в оптимизационных исследованиях моделей турбин без притрактовых полостей для упрощения расчетных моделей и снижения расчетного времени.

При построении всех численных моделей использовались следующие допущения.

1. Течение в каждом ЛВ соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК), а также в притрактовых полостях обладает свойством циклической симметрии. Иными словами, течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы, поэтому каждый ЛВ можно моделировать одним межлопаточным каналом с наложенными на его боковые поверхности условиями периодичности.

2. Характер течения в турбине не является сугубо нестационарным: отсутствуют крупные вихри, пульсации и т.д. Поэтому расчет можно выполнять в стационарной постановке.

3. Деформации лопаток турбины под действием газовой нагрузки не учитываются при расчете. Учет деформаций лопаток и дисков под действием центробежной и тепловой нагрузок выполняется путем использования «горячего» тракта турбины. Также выполняется учет монтажных деформаций рабочих лопаток из-за наличия на рабочем колесе бандажного пояса.

4. Свойства рабочего тела описываются моделью идеального газа с учетом переменности теплоемкости и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела.

5. Турбулентность изотропна по всем направлениям. Данное допущение позволяет использовать при расчетах более простые, а, следовательно, менее затратные с точки зрения вычислительных ресурсов одно- и двухпараметрические модели турбулентности, такие как *Spalart-Allmaras*,  $k-\varepsilon$  и *SSTk- $\omega$* .

6. Теплообмен между стенками проточной части и потоком отсутствует. Данное допуще-

ние позволяет исключить из расчета уравнения теплообмена и за счет этого увеличить скорость расчета.

На основе указанных допущений в программном комплексе *Numeca AutoGrid5* были построены геометрии расчетных областей моделей ТНД и СТ. На рисунке 1 для примера показана геометрия расчетной области ТНД без притрактовых полостей (модели *ТНД\_сетка1*, *ТНД\_сетка2* и *ТНД\_сетка3*), а на рисунке 2 геометрия расчетной области СТ с притрактовыми полостями (модель *СТ\_сетка2\_бандаж*).

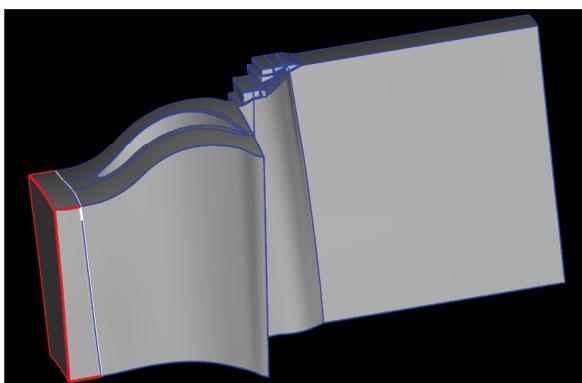


Рис. 1. Геометрия расчетной области ТНД с притрактовыми полостями

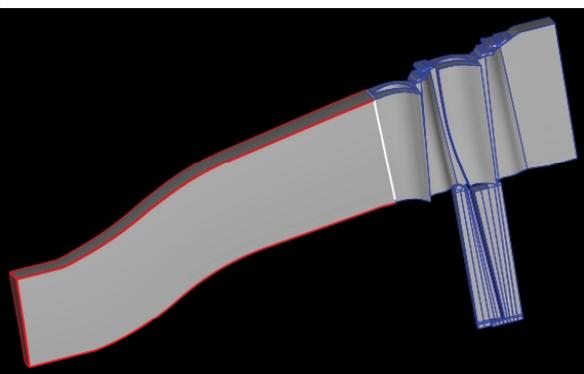


Рис. 2. Геометрия расчетной области СТ с притрактовыми полостями

Построение сеток также выполнялось в программном комплексе *Numeca AutoGrid5*. Как было отмечено выше, сетки моделей первого уровня содержали около 450 000 элементов, второго и четвертого 1 000 000 элементов, третьего 2 000 000 элементов.

При настройках расчетных моделей турбин в программном комплексе *Numeca Fine Turbo* в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания. Газовая постоянная составляла:

$$R = 287,335 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Зависимость теплоемкости от температуры определялась при помощи следующего полинома:

$$c_p = 829,2 + 0,5068 \cdot T - 0,00019254 \cdot T^2 + 0,000000027364 \cdot T^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Вязкость рабочего тела описывалась уравнением Сазерленда:

$$\mu = 1,49 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{273 + 200}{200 + T} \left( \frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}.$$

Расчеты выполнялись в стационарной постановке с использованием модели турбулентности *Spalart-Allmaras*.

При расчетах турбин учитывалось вращение доменов РК. Скорость вращения определялась режимом работы турбины и составляла 5005 об/мин для ТНД и 5000 об/мин для СТ.

В качестве интерфейса между доменами лопаток СА и РК использовался интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*, усредняющий при передаче данных параметры потока в окружном направлении.

В качестве граничных условий на входе в турбины были заданы эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры, угла потока и турбулентной вязкости в соответствующем сечении проточной части ГТУ. Для ТНД данные эпюры были получены в результате расчета турбины среднего давления (ТСД) (эпюры параметров на выходе из ТСД), для СТ – в результате расчета ТНД.

На выходе из турбин задавалось статическое давление на втулке.

На начальном этапе работы были произведены расчеты характеристик турбин с использованием моделей первых трех уровней (без

учета притрактовых полостей). По результатам расчета характеристик с использованием каждой из моделей были построены следующие зависимости:

1. Пропускной способности турбины:

$$A = \frac{G\sqrt{T_{ВХ}^*} R}{P_{ВХ}^*},$$

в зависимости от параметра:

$$\frac{n^*}{c_{эф}^*} : A = f\left(\frac{n^*}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 3 для ТНД, рисунок 7 для СТ);

2. КПД турбины  $\eta^*$  в зависимости от параметра:

$$\frac{n^*}{c_{эф}^*} : \eta^* = f\left(\frac{n^*}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 4 для ТНД, рисунок 8 для СТ);

3. Степени понижения давления в ТНД  $\pi_T^*$  в зависимости от параметра:

$$\frac{n^*}{c_{эф}^*} : \pi_T^* = f\left(\frac{n^*}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 5 для ТНД, рисунок 9 для СТ);

4. Угла потока в абсолютном движении на выходе из ТНД  $\alpha_6$  в зависимости от параметра:

$$\frac{n^*}{c_{эф}^*} : \alpha_6 = f\left(\frac{n^*}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 6 для ТНД, рисунок 10 для СТ).

Полученные зависимости были сравнены между собой и с характеристиками турбин, используемыми на ОАО «Кузнецов» в математической модели ГТУ НК-36СТ (для каждой из турбин соответственно).

Из анализа полученных графиков 3 – 10 можно сделать следующие выводы:

1. Модели всех трех уровней ТНД и СТ позволяют оценивать характер изменения основных параметров, несмотря на некоторую погрешность в предсказании абсолютных величин параметров;

2. Созданные модели трех уровней ТНД и СТ отличаются друг от друга, главным образом, предсказанием величины КПД турбин. При этом, значения КПД турбин, получаемые при расчете с использованием моделей второго уровня и третьего отличаются друг от друга незначительно. Следовательно, при исследованиях достаточно использовать модели второго уровня, как обеспечивающие ту же точность, но имеющие меньшее количество элементов расчетной сетки по сравнению с моделями третьего уровня.

Для оценки влияния притрактовых полостей на расчетные характеристики турбин был произведен расчет характеристик турбин с использованием моделей четвертого уровня (модели *ТНД\_сетка2\_бандаж* и *СТ\_сетка2\_бандаж*). Как было отмечено выше, данные модели были созданы на основе моделей 2-го уровня и содержали притрактовые полости турбин.

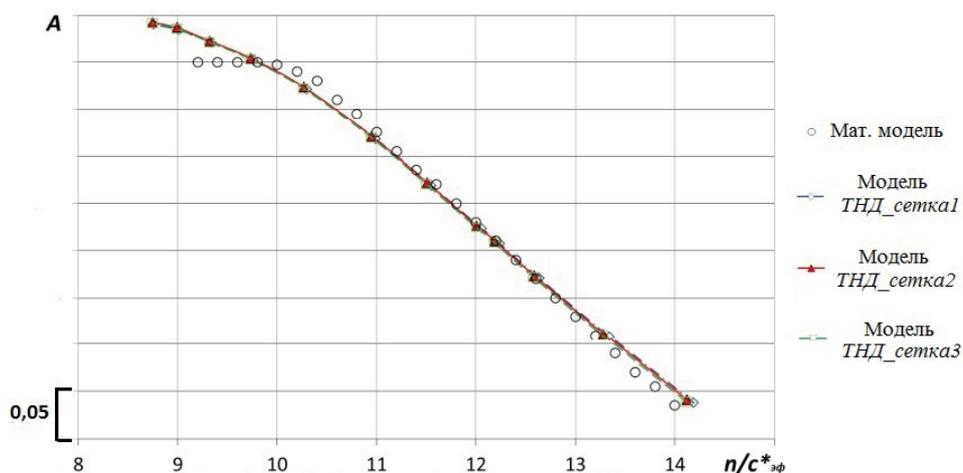


Рис. 3. Зависимость  $A = f\left(\frac{n^*}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

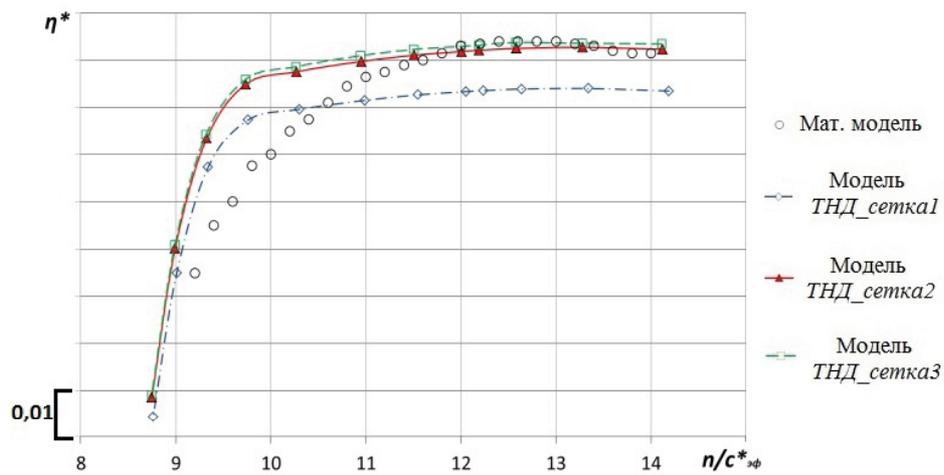


Рис. 4. Зависимость  $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

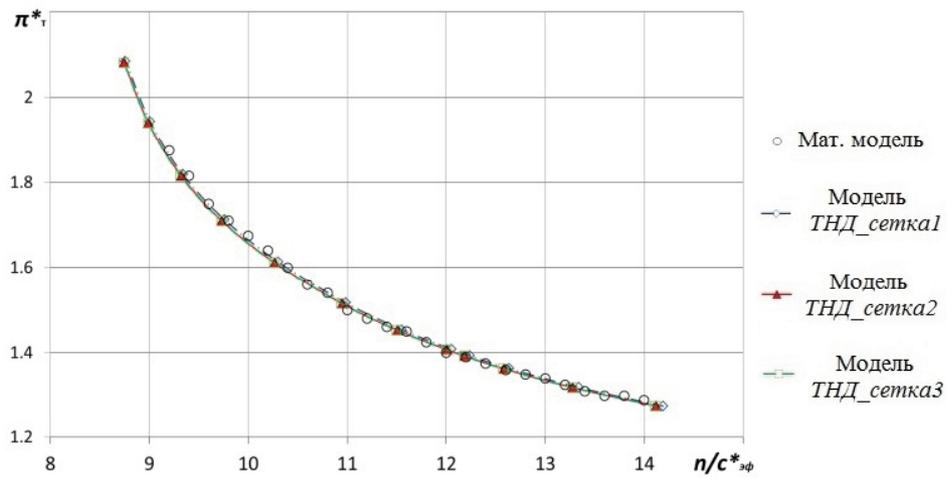


Рис. 5. Зависимость  $\pi_T^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

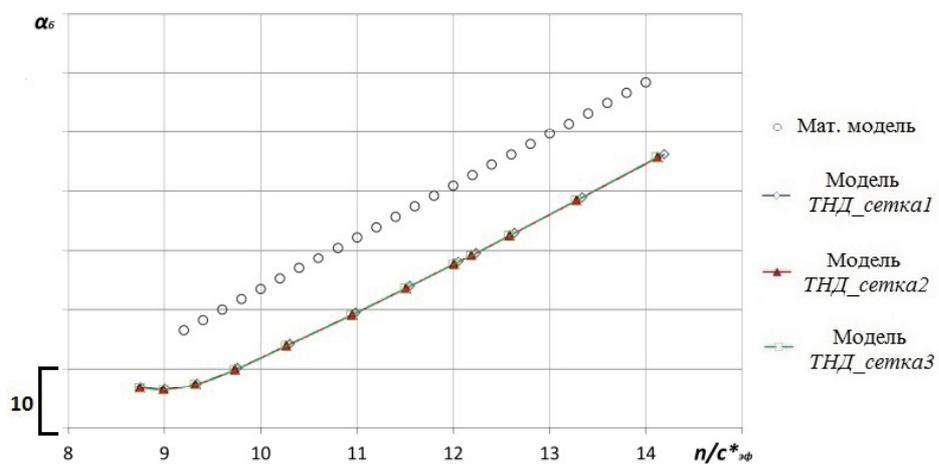


Рис. 6. Зависимость  $\alpha_6 = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

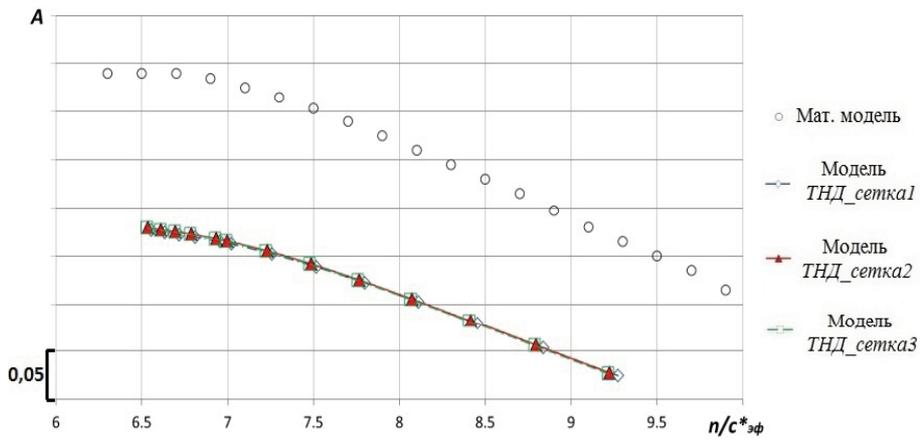


Рис. 7. Зависимость  $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

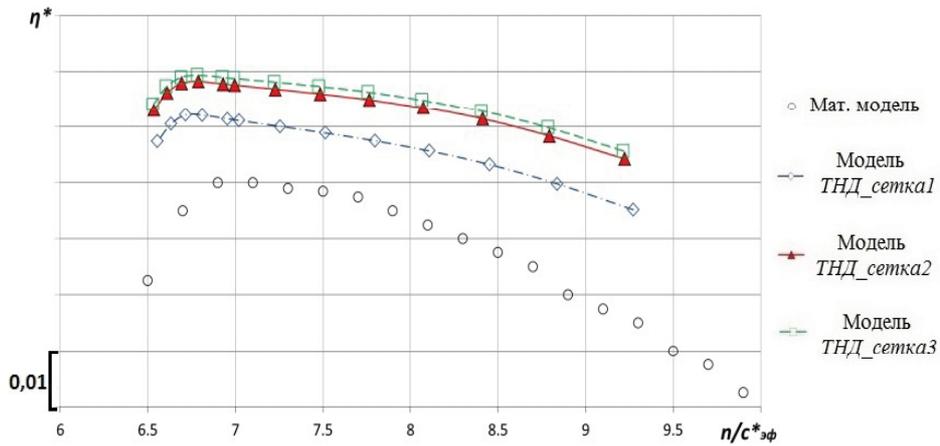


Рис. 8. Зависимость  $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

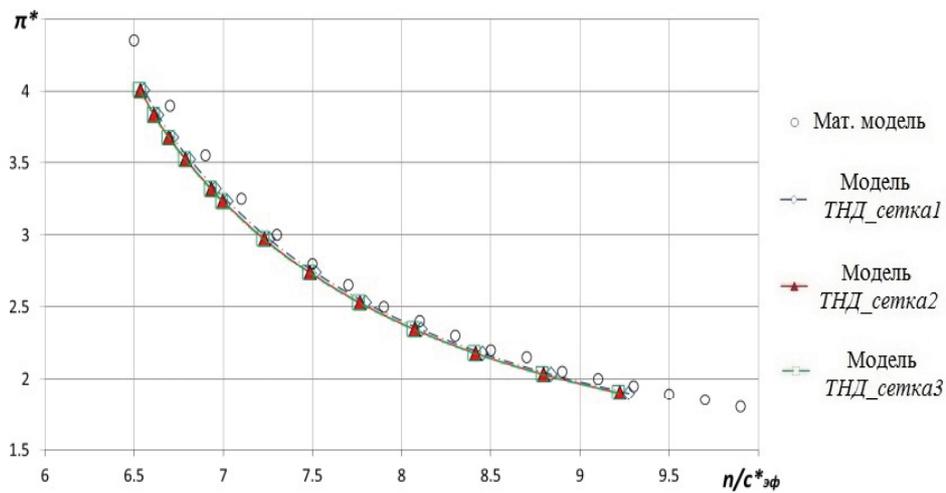


Рис. 9. Зависимость  $\pi_T^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

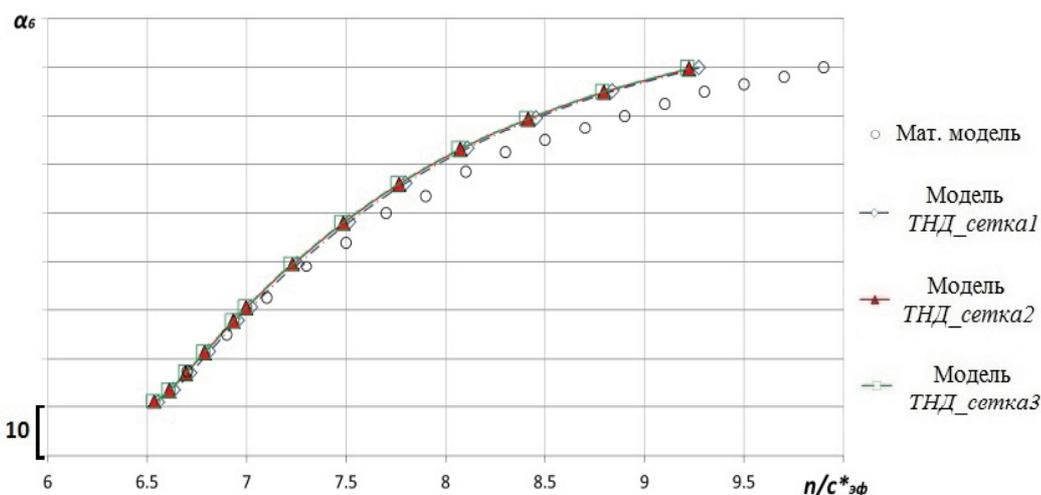


Рис. 10. Зависимость  $\alpha_6 = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

1. По результатам расчетов были построены следующие зависимости:

Пропускной способности турбины  $A$  в зависимости от параметра:

$$\frac{n}{c_{эф}^*} : A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 11 для ТНД и 13 для СТ);

2. КПД турбины  $\eta^*$  в зависимости от параметра:

$$\frac{n}{c_{эф}^*} : \eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$$

(рисунок 12 для ТНД и 14 для СТ);

Полученные зависимости были сравнены с характеристиками турбин, используемыми на ОАО «Кузнецов» в математической модели НК-36СТ, а также с характеристиками турбин, полученными с использованием моделей второго уровня.

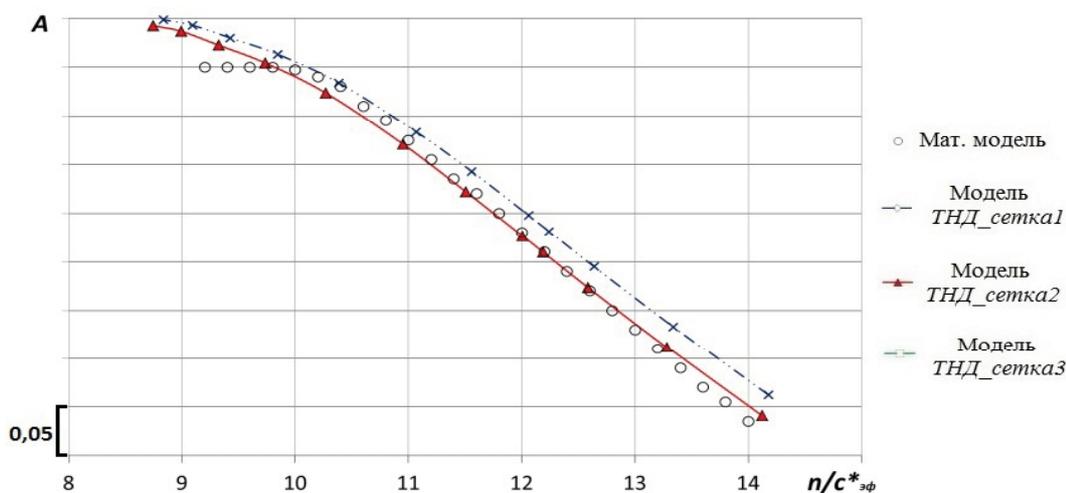


Рис. 11. Зависимость  $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

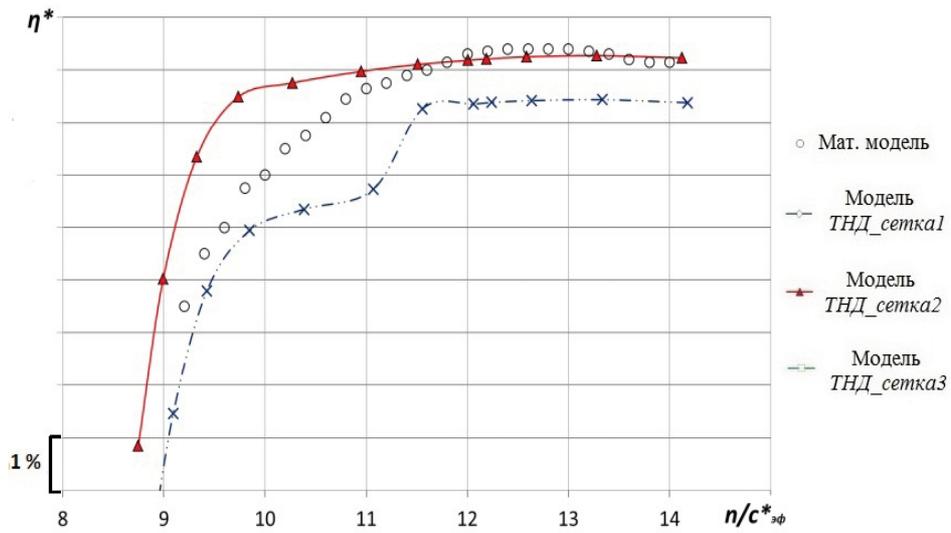


Рис. 12. Зависимость  $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для ТНД при  $n = 5005$  об/мин

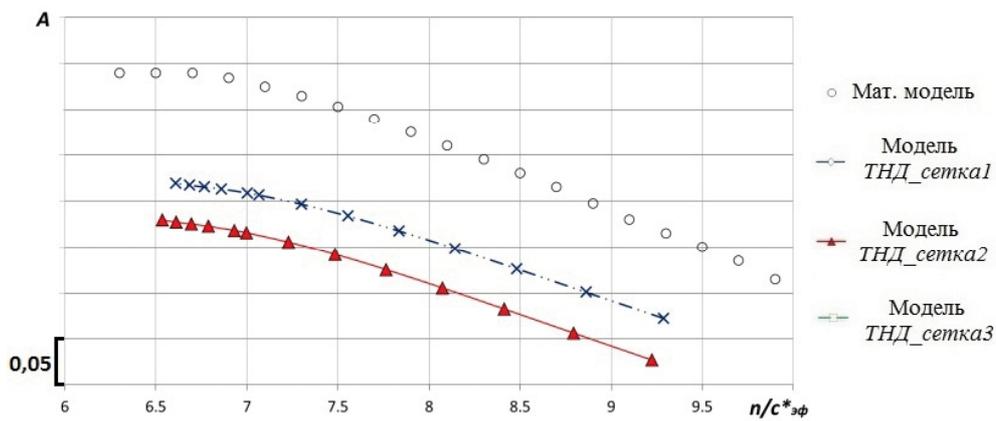


Рис. 13. Зависимость  $A = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

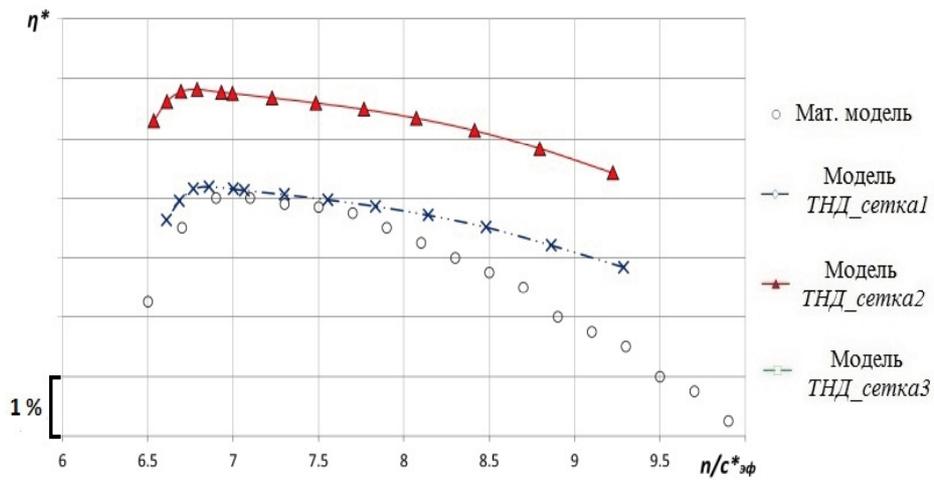


Рис. 14. Зависимость  $\eta^* = f\left(\frac{n}{c_{эф}^*}\right)$  для СТ при  $n = 5000$  об/мин

Из анализа полученных зависимостей был сделан вывод о том, что при проведении оптимизационных исследований возможно использование моделей второго уровня. Они позволяют предсказывать поведение характеристик турбин с достаточной точностью, хоть и имеют некоторую погрешность в предсказании абсолютных значений параметров. Однако для проверки результатов оптимизации рекомендуется использовать модели, учитывающие притрактовые области. Также, наличие утечек через притрактовые полости снижает КПД турбин на 1-2% и увеличивает их пропускную способность.

В общем, в результате выполнения работы были достигнуты следующие результаты:

Выработаны рекомендации по созданию расчетных сеток для неохлаждаемых турбин ГТД.

Установлено, что учет притрактовых полостей уменьшает расчетный КПД турбин на 1-2%.

Доказана возможность проведения оптимизационных и предварительных расчетов с использованием моделей, не учитывающих притрактовые полости. Поверочный расчет необходимо проводить с использованием моделей, учитывающих притрактовые полости.

### Литература

1. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. для вузов / В.В. Кулагин — М.: Машиностроение, 2003. — 616 с.

Поступила в редакцию 31.05.2014

### **Е.С.Горячкин, Г.М.Попов, Ю.Д.Смирнова. Ідентифікація математичних моделей турбін газотурбінних двигунів**

*У ході виконання роботи проведена валідація розрахункових моделей неоохолоджуваних турбін газотурбінної установки. Досліджено вплив розмірності розрахункової сітки на результати моделювання характеристик турбін. Також досліджено вплив обліку притрактових порожнин при моделюванні на розрахункові характеристики турбін. В результаті виконання роботи вироблено рекомендації з побудови розрахункових моделей неоохолоджуваних осьових турбін газотурбінних двигунів, обґрунтовано можливість використання в оптимізаційних розрахунках моделей турбін без притрактових порожнин.*

**Ключові слова:** турбіна низького тиску, газова динаміка, стаціонарна газотурбінна установка.

### **E.S.Gorachkin, G.M.Popov, Y.D.Smirnova. Mathematical models identification of turbines of gas turbine engines**

*In the course of the work carried out validation of computational models of uncooled turbine gas turbine installation. The influence of the dimension of the computational grid on the results of the simulation characteristics of turbines. Influence of turbine cavities on the turbines characteristics of has been studied. As a result, performance recommendations on building computational models of uncooled axial turbines turbine motors, justified the use of models in the optimization calculations without turbine cavities.*

**Key words:** low-pressure turbines, fluid dynamics, stationary gas turbine power plant.

УДК 629.735

М.Л. ЖИВИРИХИН, В.С. ЧИГРИН

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

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕРАСЧЕТНЫХ ПРОЦЕССОВ В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Статья посвящена актуальной проблеме численного моделирования рабочего процесса в центробежных компрессорах. Процессы рассмотрены на примере быстроходного мало-размерного центробежного компрессора. Проведено профилирование рабочего колеса по одномерной инженерной методике и построена качественная структурированная (гексагональная) сетка конечных элементов. Смоделированы процессы на различных участках напорной ветви дроссельной характеристики, соответствующей максимальному режиму работы. Установлен процесс потери газодинамической устойчивости. Выработаны возможные информационные критерии обнаружения предотпажного состояния ЦБК, сформированы рекомендации к перспективному алгоритму газодинамической защиты компрессора.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, рабочее колесо, дроссельная характеристика, срыв, газодинамическая устойчивость, граница устойчивой работы, сетка конечных элементов, граничные условия, пульсации.

### Введение

В современной авиационной технике применяются центробежные компрессоры (ЦБК), обладающие достаточно высокой степенью совершенства. При достижении степени повышения давления свыше 7...8 единиц резко уменьшается газодинамическая устойчивость ЦБК, возникают срывы, а затем – помпаж – глобальная (полная) потеря устойчивости, недопустимая для компрессора. При эксплуатации ГТД должна быть обеспечена защита компрессора от помпажа на стадии его зарождения.

Существующие алгоритмы обычно формируют сигнал на включение противопомпажной защиты на этапе уже возникшего помпажа [1 - 7] и не позволяют надежно обеспечить защиту компрессора ГТД от помпажа на более раннем этапе его зарождения.

Существующие противопомпажные системы ГТД и их алгоритмы сугубо индивидуальны для каждого конструктивного исполнения. Создание надежной и эффективной системы требует четкого понимания физики процессов, протекающих в самом ЦБК.

Численный эксперимент на сегодняшний день является наиболее перспективным средством осуществления проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов. К основным преимуществам этого метода моделирования, в отличие от натурального, относятся:

- 1) высокая информативность;
- 2) низкая стоимость из-за ненужности испытательных стендов, приборного оснащения,

многочисленного высоко обученного персонала, энергетических (топливных) затрат;

3) абсолютная безопасность для человека и материально-технической базы производства.

Для выполнения поставленной задачи целесообразно применение программного пакета САЕ класса, а именно газодинамического решателя, основанного на методе конечных элементов (КЭ). Также используются дополнительные турбоинструменты на базе единой рабочей платформы [9 - 11].

### 1. Профилирование рабочего колеса

Для профилирования меридиональных обводов и межлопаточного канала рабочего колеса (РК) использованы одномерные инженерные методики.

Основные исходные данные:

- степень повышения давления в РК  $\pi_{РК}^* = 7,8$ ;
- частота вращения ротора  $n = 48470$  об/с;
- расход воздуха  $G_B = 1,63$  кг/с;
- полное давление на входе  $P_{ВХ}^* = 99197$  Па;
- полная температура на входе  $T_{ВХ}^* = 288$  К;
- лопаточные углы входа/выхода  $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 48,9^\circ$ ;
- крутка профиля на входе – свободный вихрь;
- радиальный зазор на периферии – 0,15 мм;
- угол наклона лопаток –  $30^\circ$ .

В результате выполнения расчета получена твердотельная модель лопатки (рис. 1)

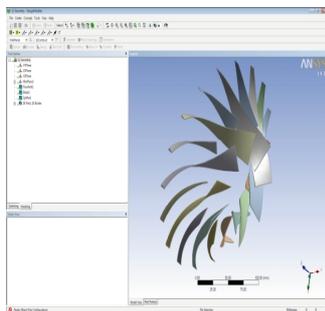


Рис. 1. Результаты расчета колеса ЦБК

## 2. Создание «жидкостной» сетки межлопаточного канала

С использованием геометрии спроектированного колеса ЦБК выполнено построение качественной гексагональной сетки конечных элементов (СКЭ). Использован автоматизированный алгоритм, в котором задано опорное количество элементов, коэффициенты сгущения и параметры радиального зазора. В результате построения получена трехмерная СКЭ, представленная на рис. 2.

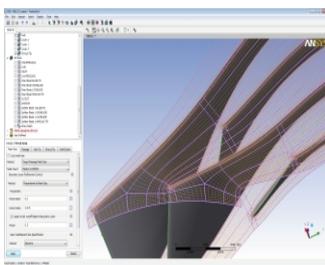


Рис. 2. Результаты построения «жидкостной» СКЭ

## 3. Создание расчетной модели

Для создания расчетной модели на полученную «жидкостную» сетку межлопаточного канала наложены основные параметры рабочего процесса (рис. 3):

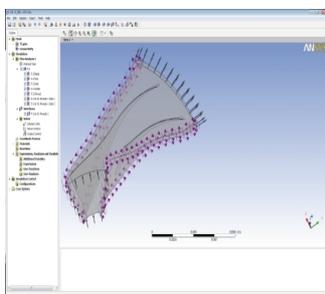


Рис. 3. Расчетная модель межлопаточного канала

- 1) Тип расчета – установившийся;
- 2) Вращение с частотой 48470 обмин<sup>-1</sup>;
- 3) Рабочее тело – воздух при 25 °С;

- 4) Теплообмен – по полной энергии;
- 5) Турбулентность – сдвиг энергии сжатия;
- 6) Входные/Выходные граничные условия (ГУ):
  - вход:  $P^* = 99197$  Па;  $T^* = 298,15$  К
  - выход:  $P = 350$  кПа;

## 4. Анализ полученных данных

По результатам моделирования получен достаточно большой массив данных в трехмерной постановке. Для эффективного проведения анализа необходимо выдержать последовательное углубление в исследование, поэтому анализ результатов проводится в следующем порядке:

1. Линии тока на рис. 4 отображают направление и модуль скоростей (с помощью своей окраски).

По данной эпопе можно сказать, что наблюдается расчетное натекание на лопатки (отсутствие вихрей, нормальные углы натекания/отставания), значения скоростей удовлетворяют нормам (дозвуковое течение).

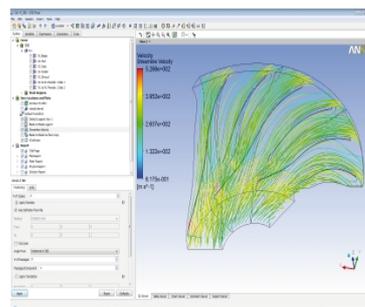


Рис. 4. Линии тока скоростей РК ЦБК

2. Более подробный анализ выполняется при рассмотрении полей параметров в межлопаточном канале (на цилиндрической развертке). На рис. 5 приведены усредненные параметры по площади сечения, поэтому их следует рассматривать как предварительно-оценочные.

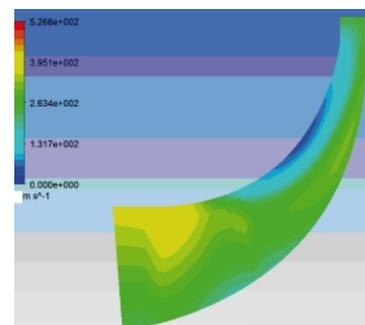


Рис. 5. Усредненная скорость по продольному сечению РК

3. Проводится детальный анализ поля параметров в межлопаточном канале на среднем радиусе, результаты которого показаны на рис. 6.

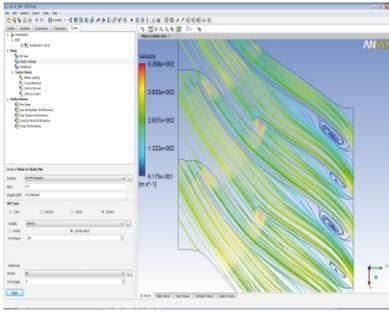


Рис. 6. Распределение скоростей в межлопаточном канале на среднем радиусе

#### 4. Построение дроссельной характеристики

Дроссельная характеристика формируется путем множественного повторения стационарных расчетов, описанных в п. 3, с измененными ГУ. Результаты расчета сформированы в массив усредненных данных, по которому выполнено построение (рис. 7).

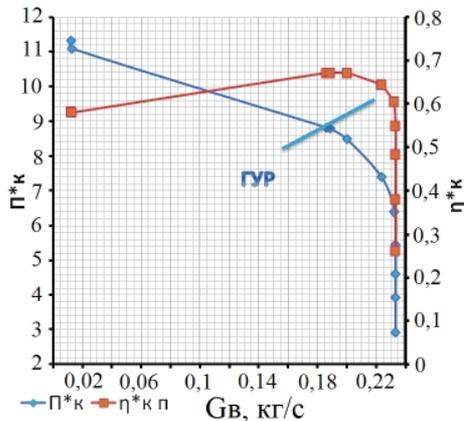


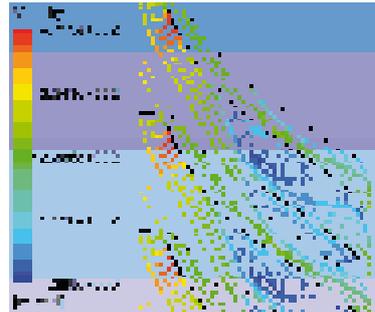
Рис. 7. Дроссельная характеристика РК ЦБК ( $n = 48470$  об/мин)

Полученная характеристика достаточно хорошо согласуется с теоретической:

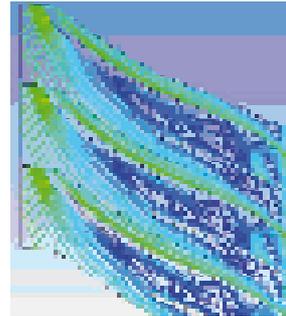
- вертикаль обусловлена заклиниванием вследствие прохождения максимально предельного расхода воздуха  $G_v$ , которое сопровождается местными трансзвуковыми областями, скачками уплотнения, препятствующими увеличению  $G_v$ ;
- нормальная работа – характеризуется нормальным натеканием;
- изгиб – приближение к границе устойчивой работы (ГУР) – развитие вихри, которые снижают расход воздуха и приводят к «завалу» треугольника скоростей, что в свою очередь вызывает потерю устойчивости.

#### 5. Анализ процессов при потере устойчивости

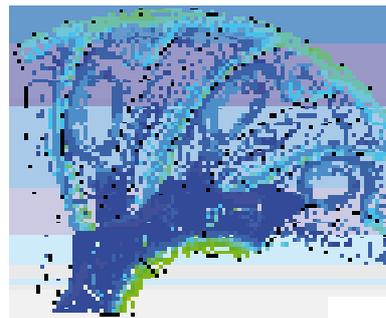
Имея множество рассчитанных точек, можно проследить динамику развития срыва (рис. 8). Зародившийся вихрь вследствие влияния конечного числа лопаток развивается с выхода на вход, приводит к снижению расхода воздуха и потере газодинамической устойчивости (ГДУ).



а



б



в

Рис. 8. Оценка динамики развития срыва в колесе (по струйкам тока скорости): а – работа в районе границы устойчивости; б – срывная работа; в – срывная работа (пространственный вид)

#### 6. Информационные критерии обнаружения предпомпажного состояния ЦБК

Оценка результатов моделирования показала, что наиболее вероятным способом обнаружения срыва является анализ пульсации статического давления над лопатками.

На эпюре статического давления отмечается существенная разница между предсрывной и нормальной работами (рис. 9).

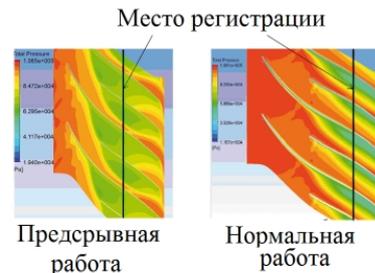


Рис. 9. Распределение давлений в межлопаточном канале на периферии

Обнаружение предсрывного состояния возможно производить двумя способами:

1. С использованием факторного анализа – способа обработки вибрационного сигнала, суть которого заключается в сравнении значения максимальной амплитуды и среднеквадратичного значения:

$$\Delta = P_{\max} - \sigma,$$

где  $\sigma = \sqrt{\sum P_i^2 / (n-1)}$  – среднеквадратическое отклонение;  $P_{\max}$  – максимальное значение давления.

В случае снижения отслеживаемой разницы ниже допустимого значения, система может сформировать сигнал о предпомпажной работе компрессора:

$$\Delta \leq [\Delta_{\text{пс}}],$$

где  $\Delta$  – текущее значение фактора;  $[\Delta_{\text{пс}}]$  – предельно допустимое значение.

На циклограмме рис. 10 хорошо заметны отличия фактора при нормальной и предпомпажной работе ЦБК.

2. Спектральный анализ – выявляет в качестве диагностического признака провалы давления на величину  $\Delta$  в определенной частотной полосе  $f$  вихря.

На рис. 11 приведена картина распределения давления, которую необходимо зафиксировать с помощью спектрального анализа.

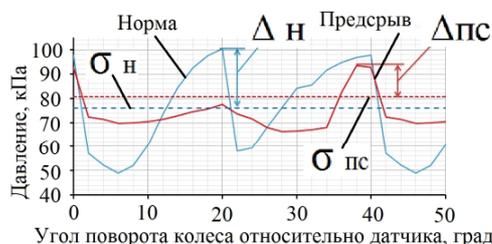


Рис. 10. Пульсации статического давления над лопатками колеса ЦБК

По эпюре, приведенной на рис.11, рассчитывается частота пульсаций давления:

1) Определяется угловой сектор зоны сниженного давления. Ориентировочно сектор равен сектору главного межлопаточного канала:

$$\phi = 360/Z - 3...4^\circ \approx 36^\circ = 0,638 \text{ рад},$$

где  $Z = 9$  – количество главных лопаток.

2) Рассчитываются скорости вращения ротора:

$$\omega = \pi n / 30 = 4888 \text{ рад/с};$$

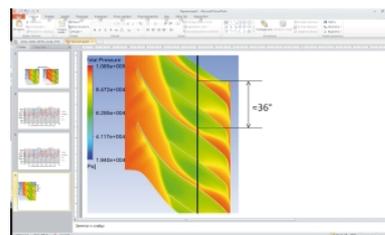


Рис. 11. Картина распределения давления

3) Определяется частота пульсации давления:

$$f = \frac{\omega}{\phi} = 7661 \text{ Гц}.$$

Для формирования полосы анализа добавляется в обе стороны по 100...200 Гц.

Для сравнения, роторная частота составляет  $f_{\text{рот}} = 778 \text{ Гц}$ .

Расчет показал, что частотная полоса, в которой регистрируется срыв, предшествующий помпажу, близка к первой лопаточной частоте.

Немаловажным является определение в относительных величинах пульсации статического давления, что выполнено зондированием области пониженного давления и области, смежной с ней. Разница давлений в абсолютных значениях составила:

$$\Delta = 94523 - 66893 = 27630 \text{ Па}$$

или в относительных величинах:

$$\Delta \% = \frac{\Delta}{P} \cdot 100 \% = \frac{27630}{94523} \cdot 100 \% = 27,76 \%,$$

что позволяет использовать зарегистрированные срывные пульсации давления для надежной выработки антипомпажных мероприятий задолго до появления самого помпажа ЦБК.

### 7. Рекомендации к разработке алгоритма обнаружения предпомпажного состояния ЦБК

Таким образом, рекомендации по раннему формированию противопомпажных мероприятий состоят в следующем:

1) Потерю ГДУ возможно обнаруживать за некоторое время до появления помпажа посредством анализа пульсаций статического давления над лопатками. Для этого необходимо измерять:

- частоту вращения ротора  $n$ ;
- пульсацию давления  $P$ .

2) Обнаружение срыва в ЦБК возможно производить двумя способами:

- выполнять скользящий факторный анализ по разнице амплитуды и СКЗ. Условие срыва – если  $\Delta \leq [\Delta_{\text{пс}}]$ ;

– производить скользящий спектральный анализ, используя быстрое преобразование Фурье (БПФ) или полосовую фильтрацию. Противопомпажный сигнал в этом случае формируется при изменении спектра в определенном частотном диапазоне на частоте вихря  $= f(n, \phi)$  на заданную величину  $\Delta$ .

Параметры двигателя, необходимые для формирования управляющего сигнала и, возможно, подтверждающих и дублирующих сигналов (частота вращения ротора, температура газов за турбиной) регистрируются штатными датчиками двигателя. Для регистрации пульсаций давления необходима установка специального датчика давлений, позволяющего выполнять регистрацию с достаточно высокой частотой (при использовании скользящего БПФ частота регистрации параметра должна быть, как минимум, вдвое выше частоты самой высокой анализируемой гармоники). Датчик должен обладать следующими характеристиками:

- рабочая температура – не менее 250 °С;
- частота опроса – не менее 16 кГц;
- измеряемое давление – не менее 0,9 МПа.

Этим требованиям удовлетворяет, например, датчик давления Kulite ETL-2-DC-140 SERIES (рис.12).



Рис. 12. Датчик Kulite ETL-2-DC-140 SERIES

Датчик пульсации давления необходимо установить над серединой сплитерной лопатки.

### Заключение

Полученный материал исследований по своим ключевым позициям оценен на физическую достоверность, что дает возможность его применения при проектировании защиты от помпажа на ранней стадии в реальных изделиях или для дальнейшего развития при создании реальной системы газодинамической защиты ЦБК.

### Литература

1. Пат. 2374143С1. Российская Федерация. Способ противопомпажной защиты газотурбинного двигателя. МПК В64D31/00 (2006.01) F04D27/02 (2006.01)[Текст]/ М.А. Сторожев, Г.Н. Леонов, Г.Г. Лазарев, Л.Г. Близнюков. – № 2008125231/11; заявл. 24.06.2008; опубл. 27.11.2009.
2. Пат. 2382909. Российская Федерация. Способ диагностики помпажа компрессора. F04D27/02 (2006.01)[Текст]/ В.С. Чигрин, И.В. Чурбаков. – 2008119292/06; заявл. 15.05.2008; опубл. 27.02.2010.
3. Семенцов, Г.Н. Синтез одноконтурной системы автоматического захисту компрессора від помпажу [Текст]/ Г.Н. Семенцов // Технологічні комплекси: науковий журнал – 2010. – №2. – С. 137-151.
4. Варжицкий, Л.А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости [Текст]/ Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. Куйбышевского авиационного ин-та. – Куйбышев; 1988. – 93 с. – С. 20-23.
5. Чигрин, В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст]: навч. посіб. /В.С. Чигрин, С.І. Суховій. – Х.: ХАІ, 2012. – 264 с.
7. Иноземцев, А.А. Нестационарные явления в турбомашине [Текст]/ А.А. Иноземцев, В.Г. Августинович, Ю.Н. Шмотин. – Екатеринбург: Уральское отд. РАН. – 1999 – 268 с.
8. Калюжная, В.А. Влияние лопаточного диффузора центробежной ступени на запасы ГДУ и вибронпряженность роторных деталей [Текст]/ В.А. Калюжная, В.С. Борисов // Вестник двигателестроения – 2006. – №3. – С. 14-16.
9. ANSYS INC «ANSYS 14.0 Help, CFX Documentation, CFD Documentation», США Пенсильвания. 2012.
10. ANSYS INC «ANSYS 14.5 lectures, trainers», США Пенсильвания. 2013.
11. Батулин О.В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики [Текст]/ О.В. Батулин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев. – Самара: СГАУ, 2013. – 160 с.

Поступила в редакцию 12.05.2014

**М.Л. Живиріхін, В.С. Чигрин. Чисельне моделювання нерозрахункових процесів у ступені відцентрового компресора**

*Стаття присвячена актуальній проблемі чисельного моделювання робочого процесу у відцентрових компресорах. Процеси розглянуті на прикладі швидкохідного малорозмірного відцентрового компресора. Виконано профілювання робочого колеса по одновимірній інженерній методиці і побудовано якісну структуровану (гексагональну) сітку кінцевих елементів. Змодельовані процеси на різних ділянках напірної гілки дросельної характеристики, яка відповідає максимальному режиму роботи. Визначений процес втрати газодинамічної стійкості. Вироблені можливі інформаційні критерії виявлення передпомпажного стану ВЦК, сформовані рекомендації до перспективного алгоритму газодинамічного захисту компресора.*

**Ключові слова:** відцентровий компресор, робоче колесо, дросельна характеристика, зрив, газодинамічна нестійкість, межа стійкої роботи, мережа скінчених елементів, граничні умови, пульсації.

**M.L. Zhyvyrikhin, V.S. Chygryn. Numerical simulation of underexpanded processes in stage centrifugal compressor**

*The paper deals with the up to date problem of numerical simulation of centrifugal compressor operation. All considerations in the paper are presented for high-speed low-size centrifugal compressor. To simulate above the mentioned processes the impeller was profiled by the one-dimensional engineering technique and meshed by high quality mapped hexagonal mesh. The simulation covers the operation of the compressor at different sections of maximum constant speed line of throttle performance. Simulation revealed the gas-dynamic instability of operation. To detect the beginning of gas-dynamic instability authors proposed the informative criteria and special arrangements that are profitable to be used in the prospective algorithm of gas-dynamic stability provision.*

**Key words:** centrifugal compressor, impeller, throttle performance, stall, gas dynamic instability, finite element mesh, stability margin, boundary conditions, fluctuations.

УДК 531.781.2

Ю.А. ГУСЕВ, А.В. БЕЛОГУБ, КАМБИЗ КАХРАИ

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

## АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧИ ДЕФОРМАЦИИ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ПЛЕНОЧНОМ ТЕНЗОРЕЗИСТОРЕ

Рассмотрены основы передачи измеряемой деформации чувствительному элементу тензорезистора и преобразования ее в приращение его электрического сигнала. Приведена методика исследования передачи деформации в тензорезисторе методом фотоупругости, использующей свойство некоторых материалов двойного лучепреломления при механическом нагружении. Предлагаются результаты экспериментального исследования модели тензорезистора из поликарбоната. Представлены картины изохром при различном нагружении модели тензорезистора. Проведено сравнение результатов экспериментального исследования поляризационным методом с данными расчета нагружения той же модели, полученными методом конечных элементов. Приведены результаты расчета передачи деформации в высокотемпературном пленочном тензорезисторе. Представлен коэффициент передачи деформации модели тензорезистора из поликарбоната, а также соответствующий коэффициент пленочного тензорезистора при различных температурных условиях его работы.

**Ключевые слова:** тензорезистор, чувствительный элемент, изолятор-подложка, фотоупругость поле изохром, деформация, поликарбонат, полярископ, поляроид.

### Введение

При экспериментальном исследовании напряженного состояния деталей машин в настоящее время, в основном применяются тензометры сопротивления или «тензорезисторы». В наиболее сложных условиях находятся тензорезисторы, размещаемые на высоконагретых элементах, например лопаток турбин ГТУ.

Тензорезистор представляет собой проволочный или пленочный чувствительный элемент (ЧЭ), закрепляемый на исследуемой детали связующим, выполняющим также функцию изолятора-подложки рис.1 (а). Изменение электрического сопротивления ЧЭ в следствие деформации поверхности детали является основным регистрируемым сигналом.

Достоверность результатов, получаемых при тензоизмерении, существенно зависит от того, насколько верно передается деформация от поверхности исследуемой детали к ЧЭ тензорезистора через слой изолятора связующего.

Передача деформации в тензорезисторе рассмотрена рядом авторов [1,2,3], по мнению Н.П.Клоковой [4] она характеризуется функцией  $\epsilon(x)$ , под которой понимается функция распределения деформации  $\epsilon_{\text{ч}}$  в ЧЭ по его длине в направлении главной оси тензорезистора при заданной деформации детали, на которой он установлен. Выходной сигнал при деформации ЧЭ тензорезистора пропорционален средней деформации по его длине и определяется по

формуле  $\epsilon_{\text{ч.ср.}} = \int_0^l \epsilon_{\text{ч}}(x) dx / l_{\text{чэ}}$ . Коэффициент передачи деформации определяется как отношение этой средней деформации к измеряемой деформации детали  $\epsilon$  (в случае градуировки тензорезистора – известная величина), т.е.  $K_{\text{пер.ч}} = \epsilon_{\text{ч.ср.}} / \epsilon$ . Однако расчетные зависимости, приведенные в работах [1,2,3,4], не содержат в явном виде геометрические и упругие параметры конструктивных элементов тензорезистора, что затрудняет расчет истинного коэффициента передачи деформации.

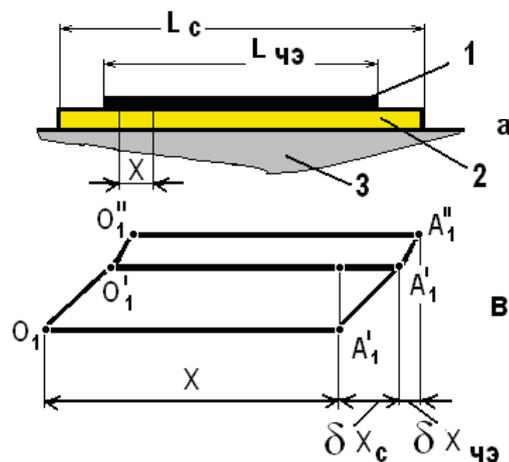


Рис. 1. Схема пленочного тензорезистора:  
а) 1 – чувствительный элемент; 2 – изолятор-подложка (связующее); 3 – материал детали;  
б) деформации сдвига элемента ВПТ

В предлагаемой работе приводится анализ процесса передачи деформации от исследуемой детали к ЧЭ высокотемпературного пленочного тензорезистора (ВПТ), который отличается повышенной вибростойкостью и работоспособностью при температуре до 1000 °С. ВПТ (см. рис. 1) представляет собой металлокерамическую пленку – ЧЭ с одинаковым по всей длине сечением, расположенную на изоляторе-подложке, которая предварительно наносится на поверхность исследуемой детали [5]. Изолятор-подложка и ЧЭ имеют в своем составе стекловидную фазу, которая до температур 500-550 °С рассматривается, как упруго-деформируемое тело [6], при дальнейшем повышении температуры фосфатное связующее стеклофазы превращается в полимер с амфотерными свойствами [7]. Это позволяет говорить о том, что при температуре 750-950 °С при деформации в слое связующего и ЧЭ возникают только сдвиговые (касательные) напряжения (рис.1 в).

В рассматриваемой работе предлагаются исследования передачи деформации от нагруженной детали к ЧЭ тензорезистора с применением экспериментального поляризационно-оптического метода и расчетного метода конечных элементов (МКЭ).

## 2. Основы поляризационно-оптического метода

Поляризационно-оптический метод или метод фотоупругости – экспериментальный метод определения напряженного состояния деталей и конструкций на прозрачных моделях из оптически чувствительных материалов [7], основанный на поляризации света и свойстве большинства прозрачных изотропных материалов приобретать под действием нагрузки способность двойного лучепреломления. Материалы, обладающие таким свойством, называют оптически чувствительными.

Для получения поляризованного света применяются специальные установки, использующие отражающие зеркала, поляризационные призмы или поляроидные пленки, называемые поляризатором (рис. 2).

При входе в пластинку, находящуюся в плосконапряженном состоянии (рис.2), поляризованный луч света разлагается на два луча, которые проходят через оптически чувствительный материал с разными скоростями.

Отставание одного луча от другого (линейная разность хода) пропорционально разности коэффициентов преломления  $n$  и толщины пластинки  $d$ :

$$\delta = d(n_1 - n_2). \quad (1)$$

Оптическая анизотропия среды, показывающая связь между коэффициентами пре-

ломления в точке модели  $n_1, n_2$ , с главными напряжениями  $\sigma_1, \sigma_2$ , ( $\sigma_1 \geq \sigma_2$ ), выражается уравнениями 5.2 (в пластинке, нагруженной в основной плоскости, главное напряжение  $\sigma_3$ , направленное нормально к пластинке, равно нулю).

$$\begin{aligned} n_1 - n_0 &= C_1\sigma_1 + C_2\sigma_2, \\ n_2 - n_0 &= C_1\sigma_2 + C_2\sigma_1, \end{aligned} \quad (2)$$

где;  $n_0$  – коэффициент преломления для ненапряженного тела (находящегося в изотропном состоянии);

$C_1$  и  $C_2$  – оптические коэффициенты, характеризующие для данного материала зависимость между двойным лучепреломлением и напряжениями.

Из уравнений (1) и (2) следует

$$\delta = Cd(\sigma_1 - \sigma_2), \quad (3)$$

где главные напряжения  $\sigma_1 - \sigma_2$  в рассматриваемой точке модели.

Соотношение (5.3) представляет собой основной закон, используемый в поляризационно-оптическом методе (закон Вертгейма), выражающий количественную связь между оптическим эффектом и разностью главных напряжений  $\sigma_1 - \sigma_2$ . Линейную разность хода и направления главных напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  определяют при просвечивании плоской модели в полярископе.

Анализатор – второй поляроид (см. рис. 2), который аналогично поляризатору пропускает световые колебания только в одной плоскости. На выходе из него наблюдается интерференционная картина, образующаяся в результате совмещения в одной плоскости со сдвигом фаз колебаний двух световых волн, выходящих из модели. Интерференционные картины, наблюдаемые на изображении модели, называют картинами полос, или *картинами изохром* (линии с одним уровнем напряжения). Зависимость между напряжениями и порядком полос выражают в

$$\sigma_1 - \sigma_2 = n \cdot \sigma_0, \quad (4)$$

где  $\sigma_0$  – оптическая постоянная модели (цена полосы –  $n$ ), которая зависит от вида оптического материала, толщины модели, длины волны света, применяемого в полярископе [8].

Для количественной оценки напряженно-деформированного состояния модели необходимо определить цену полосы материала  $\sigma_0$ , из которого она изготовлена. В связи с тем, что свойства материалов изменяются во времени, а иногда они различны и у материалов одной партии, перед каждым экспериментом необходимо проводить тарировку. В основном используется испытание в виде: *диаметрального сжатия плоского диска*.

Из большого числа оптически чувствительных материалов [8] для создания модели тензорезистора, нами выбран поликарбонат, так как он наиболее полно отвечает требованиям, предъявляемым к оптически чувствительным материалам.

Для применения метода фотоупругости и отождествления его с реальной деталью можно воспользоваться элементами теории подобия напряженного состояния [9]:

$$\left(\frac{\sigma}{E}\right)_{\text{мод}} = \text{idem} \quad \left(\frac{\sigma}{E}\right)_{\text{кон}} = \text{idem} \quad (5)$$

Для данной задачи применение элементов теории подобия обосновано обеспечением равной прочности модели и детали, недопускающей разрушение модели при эксперименте.

### 3. Экспериментальное исследование

Модель тензорезистора изготовлена из пластины поликарбоната толщиной 4 мм. Размеры модели (толщины изолятор-подложки и ЧЭ) увеличены в 350 раз по сравнению с размерами тензорезистора.

Изолятор подложка и ЧЭ выполнены раздельно и в дальнейшем соединены между собой и закреплены на образце, имитирующем деталь, с помощью эпоксидного клея – LARIT.

Эксперимент проведен на поляризационной установке ИМАШ-КБ-2 на кафедре 203 ХАИ. Нагрузочное устройство установки позволяет прикладывать к модели усилие до 10000 кг.

Проведена градуировка используемого материала на образце диаметром 5 см, который сжимали в специальном устройстве и просвечивали поляризованным светом (рис.3). Фиксируем нагрузку, при которой в центре образца появляется очередная полоса. Цена полосы материала толщиной 1 см определяется по формуле

$$\sigma_0^{1,0} = \frac{8P}{\pi D n_{\text{Ц}}}, \quad (6)$$

где  $D$  – диаметр диска;

$P$  – сила сжатия;

$n_{\text{Ц}}$  – порядок в центре диска.

Поля изохром при различном нагружении диска приведены на рис. 3.

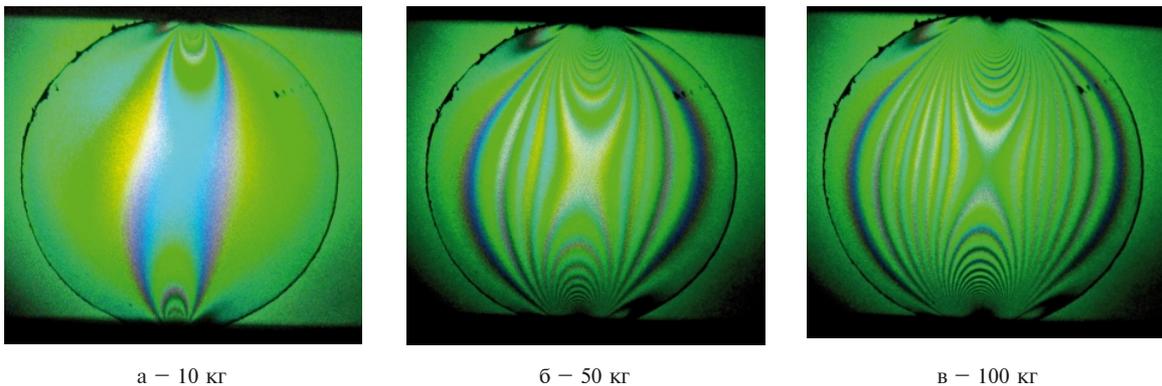


Рис. 3. Тарировочный диск с полем изохром при различной нагрузке сжатия

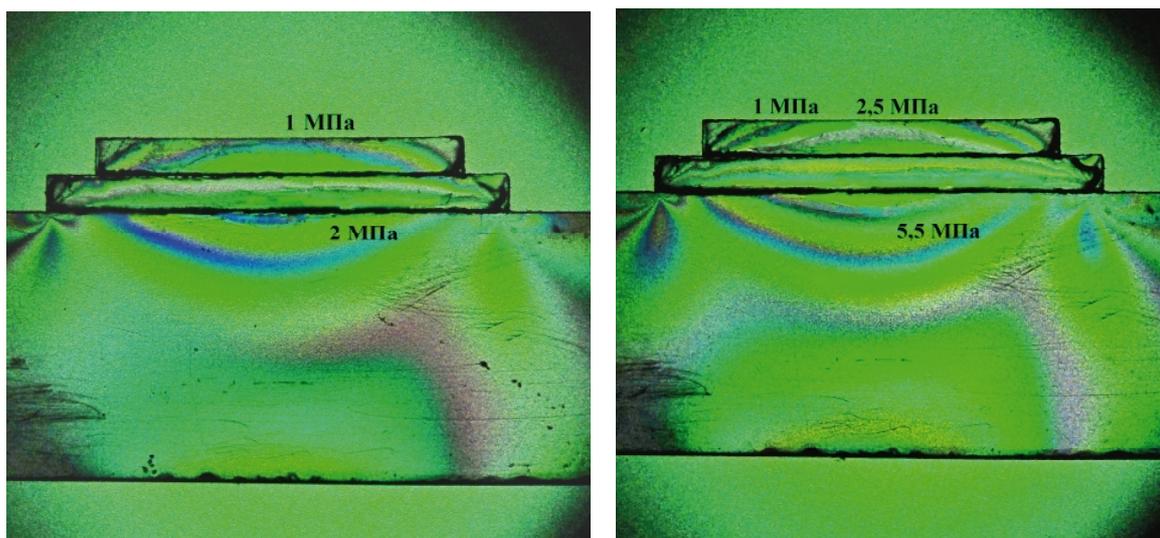
Распределение напряжений в исследуемой модели определяется по формуле

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_0^{1,0} n / h \quad (7),$$

где  $h$  – толщина модели,  
 $n$  – целое число, называемое порядком полосы.

С помощью рычагов и набора грузов реализуем схему растяжения «оптической» модели тензорезистора и снимаем картину поля изохром для усилий 50 и 100 кг (рис.4).

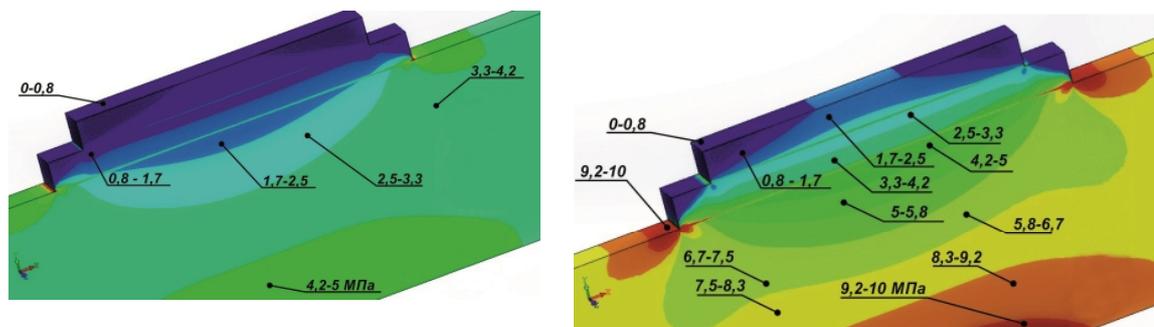
Для сравнительной оценки результатов распределения напряжений в тензорезисторе, полученных на поляризационной установке, были проведены расчеты напряженно-деформированного состояния модели тензорезистора методом конечных элементов (МКЭ). Построена твердотельная модель с помощью программы Cosmos-Works. Геометрические размеры модели аналогичны «оптической», материал – поликарбонат. Результаты напряженного состояния тензорезистора при нагрузке 50 и 100 кг, приведены на рис. 5.



а – 50 кг

б – 100 кг

Рис. 4. Поле линий изохром в модели тензорезистора при различной растягивающей нагрузке (изображено сверху вниз: ЧЭ, изолятор-подложка, нагружаемый образец-деталь)



а – 50 кг

б – 100 кг

Рис. 5. Изолинии в модели тензорезистора при нагружении растягивающим усилием, полученные МКЭ

Сравнение двух результатов: экспериментального на поляризационной установке и расчетного МКЭ, позволяет сделать следующие выводы:

- идентичность полей напряжений двух методов определения;
- нет полноты передачи деформации от образца-детали к ЧЭ тензорезистора, которая существенно зависит от толщины его элементов;
- распределение напряжений по длине чувствительного элемента тензорезистора - неравномерно (см.рис.5 б).

В заключение исследования нами проведен расчет передачи деформации в пленочном высокотемпературном тензорезисторе.

Расчеты проведены с использованием МКЭ для двух температурных состояний тензорезистора: - 400 °С (модуль упругости ЧЭ  $E = 118$  ГПа, изолятор-подложка  $E = 79$  ГПа); - 800 °С (ЧЭ  $E = 90$  ГПа, изолятор-подложка  $E = 45$  ГПа). Модель ВПТ представляет собой ЧЭ толщиной 50 мкм, закрепленный на изоляторе-подложке толщиной 75 мкм. ВПТ закреплен на градуировочной балке, выполненной из жаропрочного сплава ЖС6-К, к которой была приложена нагрузка, создающая напряжение растяжения – 100 МПа. Результаты расчета представлены на рис. 6. Коэффициент передачи деформации в ВПТ при температуре 900 °С составляет  $\approx 0,58$ . Этот недостаток устраняется индивидуальной градуировкой каждого типа тензорезистора.

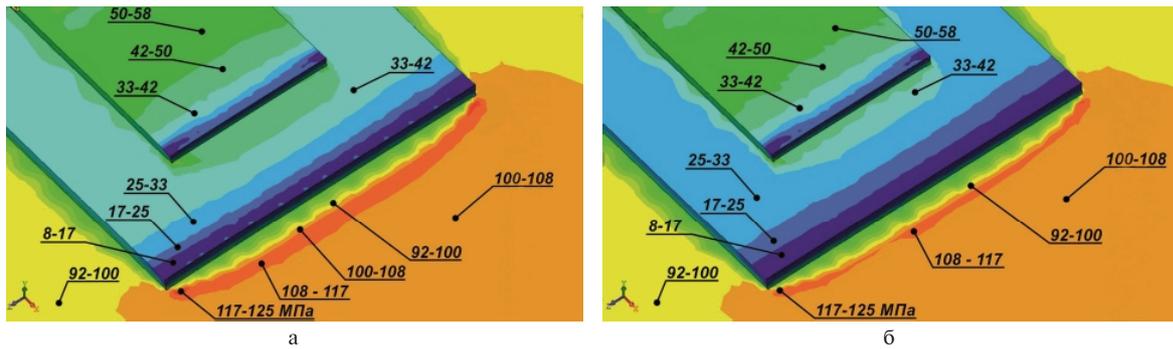


Рис. 6. Распределение напряжений в ВПТ при температуре 400 °С - а) и 900 °С - б)

### Заключение

Проведенные исследования показали возможность применения поляризационного метода при оценке процесса передачи деформации в тензорезисторе.

В дальнейшем метод фотоупругости может быть применен к оценке влияния зоны контакта между ЧЭ и изолятором, а также изолятором и деталью на передачу деформации.

### Литература

1. Мазо В.И. Передача деформации в малобазных наклеенных тензорезисторах [Текст]/ В.И. Мазо // Исследование и расчет напряжений в деталях машин и конструкциях: Машиностроение. 1966. - 56 с.
2. Анкудинов Д.Т. Малобазные тензорезисторы сопротивления. [Текст]/ Д.Т. Анкудинов, К.Н. Мамаев.: Машиностроение, 1968. - 188 с.
3. Рузги Э. Электрические тензодатчики [Текст] / Э. Рузга.-М.: Госэнергоиздат, 1961.- 336 с.
4. Клокова Н.П. Тензорезисторы [Текст]/ Н.П. Клокова.- М. : Машиностроение, 1990. -224 с.

5. Пленочный тензорезистор для виброиспытаний лопаток турбин ГТД [Текст]/ Ю.А. Гусев, Камбиз Кахраи, Д.Ф. Симбирский, С. С. Трипольский. // Авиационно-космическая техника и технология. - 2012.- №8 (95). - С. 169-172.

6. Веды В.Е. Свойства жаростойких покрытий лопаток турбин ГТД [Текст]/ Гусев Ю.А., Гусева Н.И. , Кахраи Камбиз. // Авиационно-космическая техника и технология. - 2012.- №8 (95). - С. 169-172.

7. Приходько И.М. Анализ напряженного состояния покрытий в зависимости от температур их формирования и соотношения ТКЛР с металлами [Текст]/ И.М. Приходько, В.Е. Веды // Системы обработки информации: сб. наук. праць НАНУ, ПАНМ, ХВУ. - Вип. 6(16).- X, 2001. - С. 216-222.

8. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений [Текст]: справ. Пособие.- К.: Наук. думка, 1981. - 583 с.

9. Третьяченко Г.Н. Моделирование при изучении прочности конструкции.: [Текст]/ Г.М. Третьяченко - К.: Наук. думка, 1979. - 323 с.

Поступила в редакцию 12.05.2014

### Ю.О. Гусев, О.В. Білогуб, Камбіз Кахраї. Аналіз передачі деформації в високотемпературному плівковому тензорезисторі

*Розглянуто основи передачі вимірюваної деформації чутливого елемента тензорезистора і перетворення її в прирощення його електричного сигналу. Наведено методику дослідження передачі деформації в тензорезисторі методом фотопружності, що використовує властивість деяких матеріалів подвійного променепереломлення при механічному навантаженні. Пропонуються результати експериментального дослідження моделі тензорезистора з полікарбонату. Представлені зображення ізохром при різному навантаженні моделі тензорезистора. Проведено порівняння результатів експериментального дослідження поляризаційним методом з даними розрахунку навантаження тієї ж моделі отриманими методом скінчених елементів. Наведено результати розрахунку передачі деформації в високотемпературному плівковому тензорезисторі. Представлений коефіцієнт передачі деформації моделі тензорезистора з полікарбонату, а також відповідний коефіцієнт плівкового тензорезистора при різних температурних умовах його роботи.*

**Ключові слова:** тензорезистор, чутливий елемент, ізолятор-підкладка, фотопружність, поле ізохром, деформація, полікарбонат, полярископ, поляроїд.

**Y.A. Gusev, A.V. Belogub, Kambiz Kahrai. Deformation transfer analysis in the high-temperature film resistive-strain sensor**

*The bases of measured deformation transfer to sensing element of resistive strain sensor and deformation conversion to electric signal was considered. The methodology of study of deformation transfer in the resistive strain sensor was presented. This methodology is based on photoelasticity effect that is a property of some materials of double refraction while mechanical loads. The results of experimental research with polycarbonate model of resistive strain sensor are applied. The isochromatic curves of different model loads are presented. The comparison of two methods: the experimental research with polarization method based on photoelasticity effect and finite element method was carried out. The results of calculation of deformation transfer in the high-temperature film resistive strain sensor are presented. The coefficient of deformation transfer in the polycarbonate model of resistive strain sensor and respective coefficient of film resistive strain sensor under different temperatures were presented.*

**Key words:** *resistive strain sensor, sensing element, insulator-padding, photoelasticity, isochromatic curves field, deformation, polycarbonate, polariscope, polaroid.*

УДК 629.78.048.7-716

И.П. КВАС, К.С. ЕПИФАНОВ

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

## ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ В ИСПАРИТЕЛЕ ДВУХФАЗНОГО КОНТУРА ТЕПЛОПЕРЕНОСА СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Определенные в результате экспериментов гидравлические сопротивления испарителей системы терморегулирования существенно отличаются от определенных по классическим зависимостям. Было решено модифицировать зависимости, включив в них новый параметр, отражающий зависимость теплофизических параметров среды от температуры. Однако корреляционный анализ показал слабую связь между коэффициентом гидравлического сопротивления и числом Прандля. В результате решение было найдено в виде зависимости от числа Рейнольдса. Хотя полученная в результате зависимость удовлетворительно описывает полученные данные, фактор, вызвавший отклонение зависимости от классических аппроксимаций, так и не был выявлен.

**Ключевые слова:** гидравлическое сопротивление, испаритель, система терморегулирования, космический аппарат.

### Введение

Научно-технический прогресс стимулирует значительное повышение требований к создаваемым энергетическим установкам космических аппаратов (ЭУ КА). В связи с развитием науки и возрастающей конкуренцией космические аппараты (КА) стремительно увеличивают свои функциональные возможности, что приводит соответствующему росту

их мощностей. Система энергоснабжения является одной из основных составляющих КА. Из рисунка 1 видно, что система энергоснабжения включает в свой состав подсистему отвода теплоты или, как еще называют, систему терморегулирования (СТР) [1]. Система терморегулирования космического аппарата (СТР КА) является одной из основных его подсистем, от работы которой зависит его нормальное функционирование.

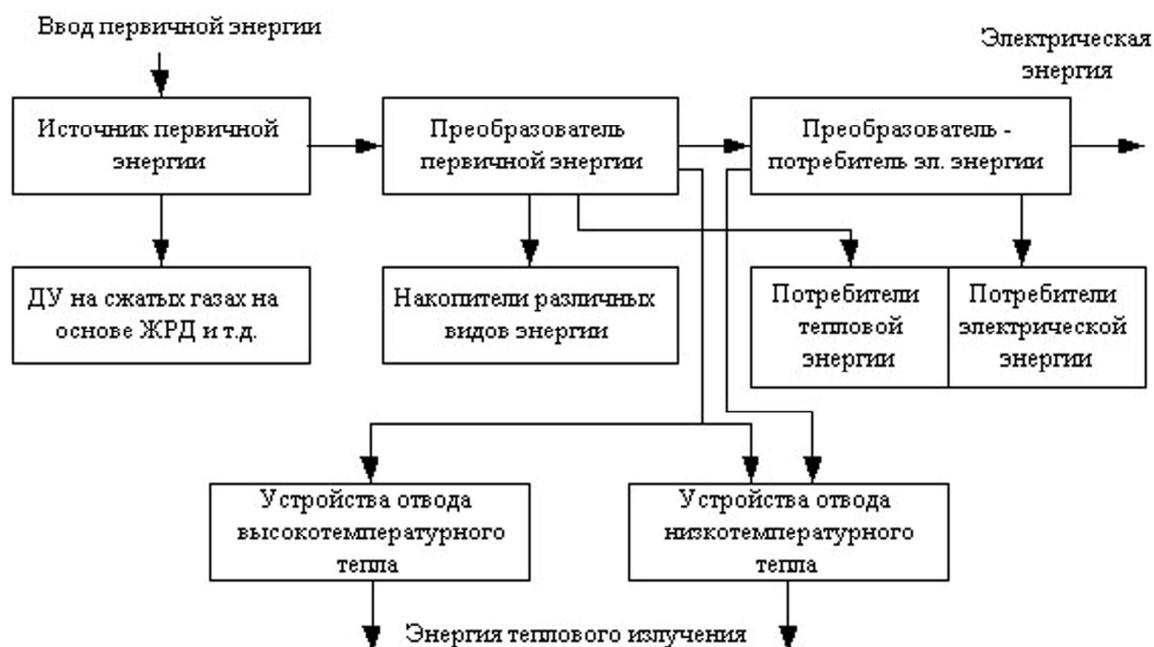


Рис. 1. Структура системы энергоснабжения космического аппарата

СТР условно можно разбить на три основных подсистемы. Первая – различные теплообменники (контактные теплообменники-термоплаты для отвода тепла от электропотребляющего оборудования; газожидкостные теплообменники, обеспечивающие тепловой режим в газонаполненных объемах; корпусные теплообменники, термостабилизирующие элементы конструкции). Вторая подсистема – радиаторы-излучатели, сбрасывающие тепло в окружающее пространство. Третья подсистема – контур циркуляции теплоносителя, объединяет первую и вторую подсистемы, обеспечивает их нормальное функционирование, выполняет регулирующие и управляющие функции. К настоящему времени наиболее распространены замкнутые однофазные контуры теплопереноса с механической прокачкой теплоносителя. Они длительно эксплуатируются и доказали свою надежность. Однако с темпами освоения космоса схемы однофазного контура теплопереноса систем терморегулирования морально устарели. Их мощность отвода тепловой энергии в пределах допустимой массы уже мала для современных многофункциональных искусственных спутников Земли. Главными параметрами космических аппаратов при выводе их на орбиту является масса и мощность. Рост энерговооруженности и линейных размеров КА ведет к увеличению доли массы СТР в суммарной массе объекта. На существующих аппаратах масса СТР составляет до 10% от массы выводимого груза.

СТР на основе двухфазных контуров теплопереноса (ДФК), использующие кипящий теплоноситель, наиболее успешно совмещают важнейшие характеристики. Использование СТР данного типа позволяет уменьшить массу системы примерно в 2 раза, а ее энергопотребление – на порядок ниже, чем у аналогичной системы с однофазным контуром теплопереноса. В то же время при проектировании ДФК СТР КА возникает ряд вопросов, решение которых требует экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. Испаритель двухфазного контура теплопереноса представляет собой оребренный внутри канал. Особенностью проектирования ДФК СТР КА является исследование процессов терморегулирования двухфазного теплоносителя в условиях отсутствия гравитационных сил, т.е. вопросы оценки интенсивности теплопередачи и потерь давления на трение в основных элементах системы. Для оценки потерь давления на трение в испарителях СТР была создана экспериментальная установка.

### 1. Постановка задачи

Изучение потерь давления на трение в оребренном внутри испарителе двухфазного кон-

тура теплопереноса систем терморегулирования космических аппаратов. Определение факторов, влияющих на потери давления. Выяснить, зависит ли перепад давлений от температуры рабочей среды.

### 2. Экспериментальная установка

Для изучения потерь давления на трение в испарителе с внутренним оребрением был создан экспериментальный стенд, который представляет собой замкнутую систему со свободной струей (см.рис.2). Основным элементом стенда является профиль с продольным оребрением внутренней поверхности. Поперечное сечение профиля приведено на рис.3.

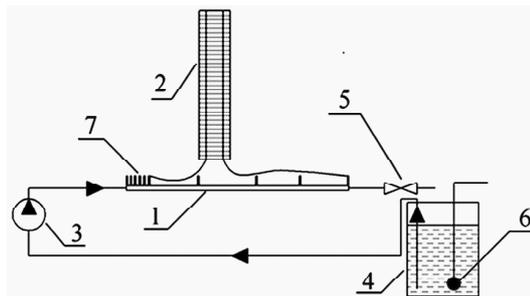


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

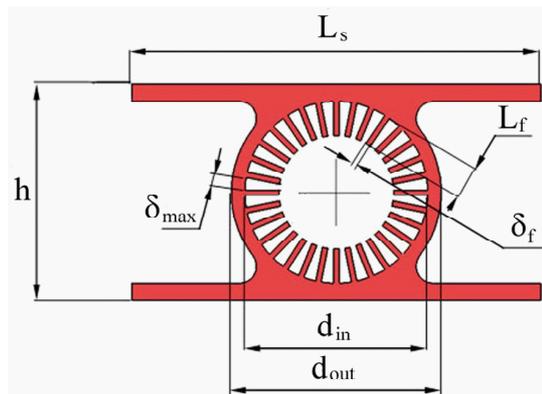


Рис. 3. Поперечное сечение профиля испарителя

Насосом (3) из бака (4) в оребренный профиль (1) под давлением 0,1 МПа подается теплоноситель. В ряде сечений в его боковой стенке имеются штуцера (7) для отбора давления. Трубочатым U-образным манометром (2) последовательно измеряются потери давления на трение в канале на длинах  $L = 0,6$  м; 1 м и 2,35 м. Термометр сопротивления (6) измеряет температуру теплоносителя на входе в профиль. Расход теплоносителя через стенд регулируется краном (5). Массовый расход измеряется посредством вспомогательной емкости, секундомера и весов.

Геометрические параметры профиля:

- общая длина профиля  $L = 3$  м;

- внутренний диаметр профиля  $d_{in} = 13,3$  мм;
- высота ребра  $L_{fin} = 2$  мм;
- толщина ребра  $\delta_{fin} = 0,4$  мм;
- количество ребер по контуру  $N_{fin} = 32$  шт.

Рабочая среда стенда – вода (жидкая однофазная среда). Температура воды на входе в профиль изменялась в диапазоне от 29,7 до 55,1 °С.

Измерительная система состоит из весов, секундомера, трубчатого U-образного манометра и электронного датчика температуры.

Погрешность измерения массы воды  $\pm 1 \cdot 10^{-3}$  кг, погрешность секундомера  $\pm 1$  с, погрешность измерения перепада давления  $\pm 5$  Па, а погрешность измерения температуры рабочей среды оценивалась в  $\pm 0,5$  °С.

### 3. Методика обработки результатов эксперимента

Экспериментально доказано, что величина путевых потерь зависит от следующих факторов:

- диаметра трубы  $D$  и ее длины  $L$ ;
- физических свойств жидкости (плотности  $\rho_L$  и динамической вязкости  $\mu$ );
- средней скорости движения жидкости в трубе  $W$ .

Традиционной для определения путевых потерь в круглых трубах является формула Дарси [5]:

$$\Delta P_{exp} = \xi \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho_L Q_{exp}^2}{2F^2}, \quad (1)$$

где  $\xi$  - коэффициент путевых потерь давления;

$\Delta P_{exp}$  - измеренное падение давления в профиле, Па;

$Q_{exp}$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/с;

$\rho_L$  - плотность жидкого аммиака, кг/м<sup>3</sup>;

$L$  - длина исследуемого участка испарителя, м;

$F = 113,329$  мм<sup>2</sup> - площадь поперечного сечения;

$D_h = \frac{4F}{\Pi_w} = 2,67$  мм - гидравлический диаметр;

$\Pi_w = 169,783$  мм - смоченный периметр.

Экспериментальное значение коэффициента путевых потерь давления определим по формуле

$$\xi = \frac{\Delta P_{exp}}{\frac{\rho_L G_{exp}^2}{2\rho_L^2 F^2} \cdot \frac{L}{D_h}} \quad (2)$$

Величина коэффициента путевых потерь  $\xi$  зависит от режима течения, т.е. является функцией числа Рейнольдса, которое равно:

$$Re_h = \frac{\rho_L W D_h}{\mu_L} = \frac{\rho_L Q_{exp} D_h}{F \cdot \mu_L}, \quad (3)$$

где  $W$  - скорость жидкого аммиака, м/с;

$\mu_L$  - динамическая вязкость жидкого аммиака при нормальных температуре, Па·с.

### 4. Сравнение результатов экспериментов с известными зависимостями

Потери давления на трение в оребренном внутри канале не подчиняются классическим формулам, представленным в литературе. Сложная форма поперечного сечения испарителя не позволяет применить зависимости вычисления коэффициента гидравлического сопротивления для круглых каналов. На графике рис. 4 можно отметить явные расхождения экспериментальных значений со значениями коэффициента путевых потерь как для ламинарного, так и для турбулентного режимов круглых каналов.

Зависимость коэффициента путевых потерь от числа Рейнольдса для круглых каналов при  $Re > 3000$  (турбулентный режим) имеет вид [3]:

$$\xi = \frac{0,316}{Re^{0,25}}; \quad (4)$$

Для  $Re < 25002800$  (ламинарный режим)

$$\xi = \frac{64}{Re}. \quad (5)$$

### 5. Корреляционный анализ и оценка погрешности эксперимента

Была высказана теория о том, что потери давления на трение в оребренном внутри профиле зависит от температуры.

Открытым вопросом в процессе обработки результатов эксперимента являлась зависимость коэффициента путевых потерь в профиле с высоким коэффициентом оребрения от температуры. Необходимо установить зависимость изменения физических свойств теплоносителя на перепад давления [7]. Установлен слабый коэффициент корреляции между числом Прандтля и коэффициентом путевых потерь ( $k = -0,37$ ).

В общем случае величина коэффициента корреляции  $k$  может меняться от 0 до  $\pm 1$ . Естественно, что чем ближе величина коэффициента корреляции к 1, тем связь между величинами сильнее; чем ближе к 0, тем связь слабее. Неоднозначность качества коэффициента корреляции в данном случае можно объяснить влиянием параметров, зависящих от температуры, на

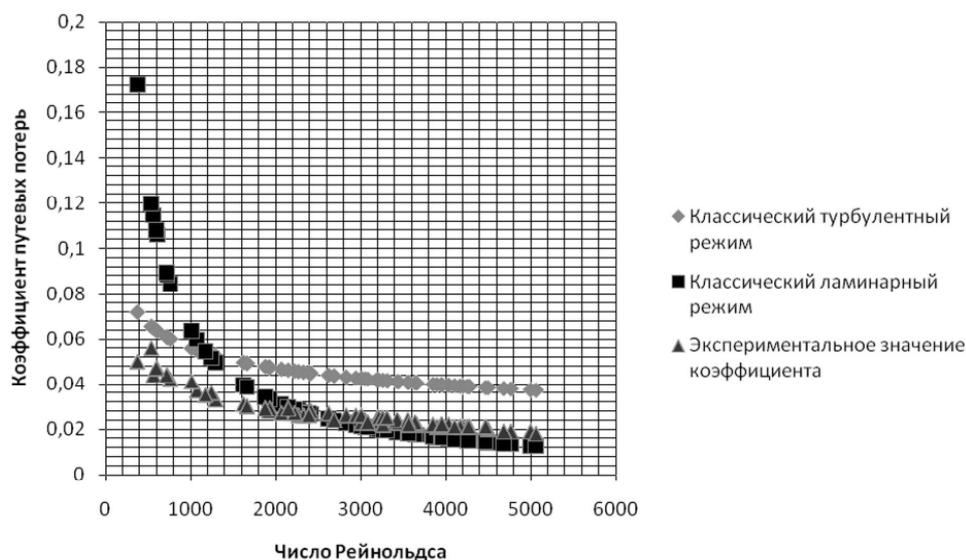


Рис. 4. Сравнения традиционных зависимостей и результатов экспериментов

число Рейнольдса, т.е. вязкости и плотности, что, в свою очередь, влияет на коэффициент путевых потерь.

Погрешность эксперимента зависит от погрешности измерения  $G_{\text{exp}}$  и  $\Delta P_{\text{exp}}$  и определяется по формуле:

$$\delta\xi = \left[ \left( \frac{\partial\xi}{\partial(\Delta P_{\text{exp}})} \cdot \delta(\Delta P_{\text{exp}}) \right)^2 + \left( \frac{\partial\xi}{\partial(\Delta G_{\text{exp}})} \cdot \delta(\Delta G_{\text{exp}}) \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (6)$$

где  $\delta(\Delta P_{\text{exp}}) = 5$  Па – погрешность измерения перепада давления на профиле;

$\delta(\Delta G_{\text{exp}}) = 1$  г/с – погрешность измерения массового расхода.

Средняя погрешность эксперимента составила 7,3%. Оценка погрешности коэффициента гидравлических потерь в зависимости от числа Рейнольдса представлена на рис. 5.

Как следует из рис. 4-5, результаты расчетов по эмпирическим зависимостям существенно отличаются от результатов экспериментов. Невязки не могут быть объяснены погрешностями измерения. Необходимо провести аппроксимацию полученных результатов новой

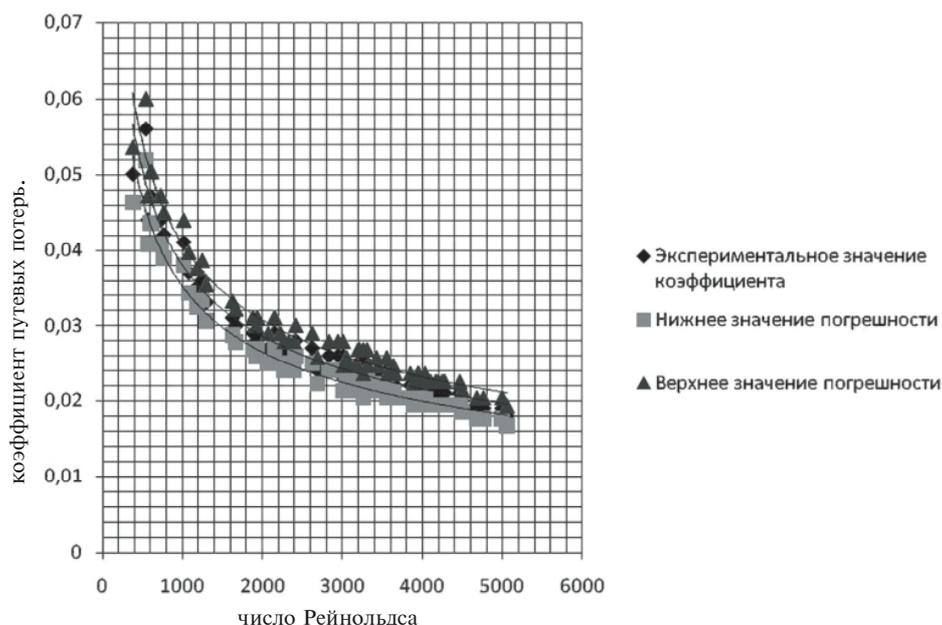


Рис. 5. Экспериментальная погрешность определения коэффициента путевых потерь

зависимостью. За основу новой зависимости возьмем формулу (4) как наиболее близко описывающую результаты экспериментов.

### 6. Аппроксимация результатов эксперимента

Так как коэффициент сопротивления трения является функцией числа Рейнольдса и слабо зависит от температуры, аппроксимируем результаты экспериментов зависимостью вида:

$$\xi = n \cdot \text{Re}^{-m} \quad (7)$$

При режиме течения жидкости в диапазоне  $\text{Re}=400\dots 5000$  все опытные точки можно описать степенной зависимостью вида (7), где

$n=0,63$  и  $m=0,4$ . Результаты аппроксимации представлены на рис.6.

### Заключение

Для данного испарителя в диапазоне чисел Рейнольдса от 400 до 5000 для нахождения коэффициента путевых потерь рекомендовано пользоваться следующей зависимостью

$$\xi = 0,63 \cdot \text{Re}^{-0,4}. \quad (8)$$

Данное заключение справедливо только для течения несжимаемой жидкости в трубе постоянного проходного сечения.

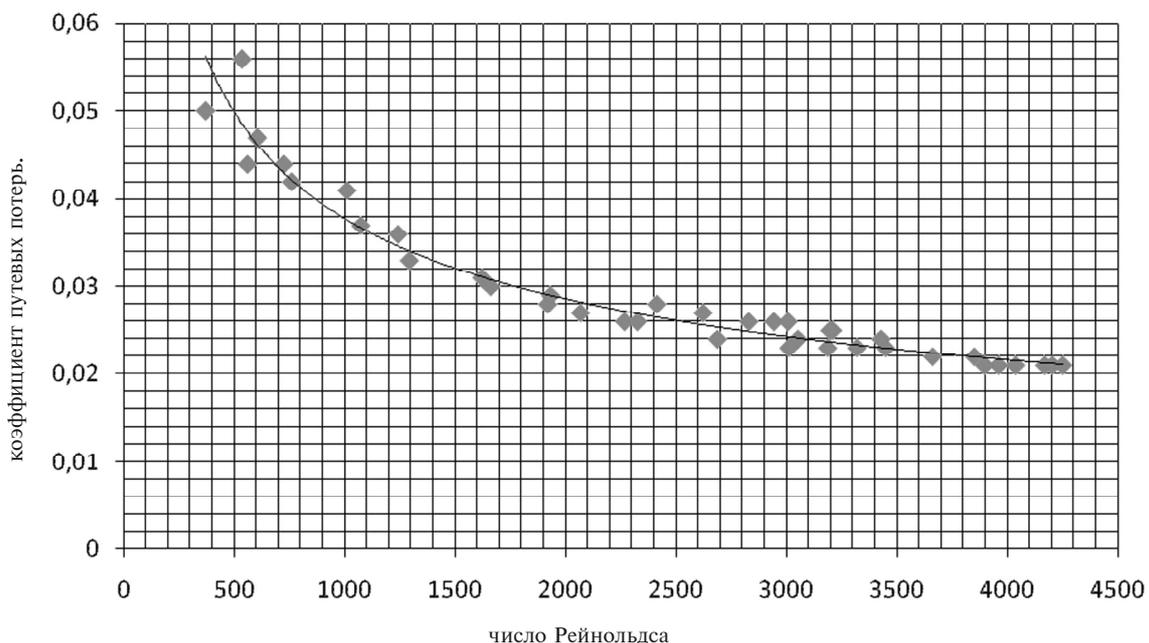


Рис. 6. Аппроксимация экспериментальных данных

### Литература

1. Никонов А.А. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Текст] / Никонов А.А., Горбенко Г.А., Блинков В.Н. — М: Машиностроение, 1991. — 302 с.
2. Семенов Ю.П. Новые российские технологии в ракетно-космической технике последних лет [Текст] // Вестник российской академии наук — 2000, — Т. 70, №8 — С. 85 — 92.
3. Исаченко В. П. Теплопередача. Учебник для вузов [Текст]/ Исаченко В. П., Осипова В.А., Сукомел А.С. 3-е изд. - М. «Энергия».1975. — 488 с.

4. Киселев П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам [Текст] / Киселев П.Г., Альтшуль А.Д., Данильченко Н.В. — 4-е изд. - М. «Энергия».1972. — 312 с.

5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] — М.: Машиностроение — 1992. — 672с.

6. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам [Текст] / Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С. , Бобков В.П. — М. Энергоатомиздат, 1990. — 360 с.

7. Новик Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов [Текст] / Новик Ф.С., Арсов Я.Б. — М. Машиностроение 1980. — 296 с.

Поступила в редакцию 01.07.14

**I.П. Квас, К.С. Епифанов. Втрати тиску на тертя в випаровувачі двофазного контуру теплопереносу системи терморегулювання космічних апаратів**

*Визначені в результаті експериментів гідравлічні опіри випаровувачів системи терморегулювання істотно відрізняються від визначених за класичними залежностями. Було вирішено модифікувати залежності, включивши в них новий параметр, що відображає залежність теплофізичних параметрів середовища від температури. Однак кореляційний аналіз показав слабкий зв'язок між коефіцієнтом гідравлічного опору і числом Прандля. В результаті рішення було знайдено у вигляді залежності від числа Рейнольда. Хоча отримана в результаті залежність задовільно описує отримані дані, фактор, що викликав відхилення залежності від класичних апроксимацій, так і не був виявлений.*

**Ключові слова:** гідравлічний опір, випаровувач, система терморегулювання, космічний апарат.

**I.P. Kvas, K.S. Yepifanov. Friction pressure in evaporator of the spacecraft thermoregulation system two-phase heat loop**

*Defined as a result of experiments hydraulic resistance evaporators thermal control system differ substantially from the classic certain dependencies. It was decided to modify according to include a new parameter reflecting the dependence of the thermal parameters of the medium temperature. However, correlation analysis showed a weak relationship between the coefficient of hydraulic resistance and the Prandtl number. As a result, decision was found as a function of Reynolds number. Although the resulting dependence satisfactorily describes the data, the factor that caused the deviation depending on the classical approximation, and has not been found.*

**Keywords:** hydraulic resistance, evaporator, thermal control system, the spacecraft.

УДК 621.44.533.697

**В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, Г.И. Слынько***ГП «Ивченко-Прогресс», ЗНТУ Украина***СОПРЯЖЕННАЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВТОРОГО КОНТУРА И НАРУЖНОЙ ЧАСТИ МОТОГОНДОЛЫ ТРДД**

*При построении газодинамической модели второго контура и наружной части мотогондолы ТРДД авторы исходили из эйлерово-лагранжевой формы описания осесимметричного закрученного течения среды. В представленной модели учитывался подвод импульса и энергии, происходящий в вентиляторе, а также преобразование энергии в спрямляющем аппарате второго контура. Течение рассматривалось в цилиндрической системе координат. В интегральной форме представлены уравнения, описывающие течение среды. Моделирование явлений теплообмена осуществлялось с использованием современной модели турбулентности. При построении численного алгоритма расчетная область была разделена на несколько подобластей, что позволило провести эффективное распараллеливание вычислительного алгоритма. Широко представлены результаты расчетов локальных и интегральных параметров экспериментальной модели двигателя.*

**Ключевые слова:** численное моделирование, эйлерово-лагранжево представление, мотогондола, сопло, сопряженный расчет.

**1. Введение**

Применение численного моделирования газодинамических процессов ВРД перспективных и существующих схем позволяет повысить эффективность научно-исследовательских работ за счет сокращения доли дорогостоящего, натурного эксперимента. Однако уровень развития современных компьютеров все еще не позволяет применять целостные, «точные» модели газодинамических процессов ВРД, непосредственно отображающих геометрию проточной части, тонкую структуру течений и другие факторы. Наибольшую трудность представляют задачи, когда имеет место широкомасштабность, нестационарность и пространственная неоднородность течения рабочей среды.

В связи с этим создание реализуемых на ЭВМ комплексных моделей возможно лишь на основе применения новых подходов.

**2. Обозначения**

$P$ ,  $\rho$ ,  $T$  – термодинамические параметры: давление, плотность и температура;

$W_x$ ,  $W_r$ ,  $W_\varphi$  – компоненты скорости в цилиндрической системе координат;

$U_n$  – нормальная составляющая скорости движения контактного разрыва параметров;

$W_n$  – нормальная составляющая скорости движения среды;

$A$  – площадь поверхности;

$V$  – объем пространства;

$R$  – газовая постоянная;

$C_v$  – теплоемкость среды при постоянном объеме;

$f_x^v, f_\varphi^v, f_r^v$  – объемные источники, воспроизводящие взаимодействие лопаток вентилятора и спрямляющего аппарата с рабочей средой;

$x$ ,  $r$ ,  $\varphi$  – компоненты цилиндрической системы координат;

$\bar{p}_x, \bar{p}_r$  – проекции на координатное направление единичных нормалей к поверхности;

$T_i$  – степень турбулентности;

$\alpha$  – угол входа потока;

$P_a$ ,  $T_a$  – давление и температура на свободной границе;

$N$  – количество лопаток в венце;

$\omega$  – частота вращения ротора;

$k$  – энергия пульсационного движения;

$\varepsilon$  – диссипация энергии пульсационного движения;

$M$  – число Маха;

$G$  – расход среды;

$\eta$  – коэффициент полезного действия.

**3. Описание модели**

При построении настоящей газодинамической модели предполагалось, что течение рабочей среды в рассматриваемых технических устройствах может быть хорошо описано как осесимметричное, закрученное, в эйлерово-лагранжевой форме представления [1]. Течение среды внутри второго контура, течение с наружной части мотогондолы, а также течение на входе и выходе первого контура ТРДД, рассматриваются как единый нестационарный газодинамический процесс.

В предлагаемой газодинамической модели учитывался подвод импульса и энергии, про-

исходящие при вращении колеса вентилятора. Также учитывался процесс преобразования энергии, который имеет место в зоне расположения спрямляющего аппарата. Указанные процессы воспроизводились лишь объемными источниками  $f_x^v, f_\phi^v, f_r^v$ , интенсивности которых получены при рассмотрении взаимодействия

лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата с осесимметричным закрученным течением газа.

Основная система уравнений для течения газа, лишенного вязкости, в цилиндрической системе координат  $(x, r, \phi)$ , с учетом указанных допущений, представляется в виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV &= - \int_A \rho (W_n - U_n) dA, \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho W_x dV &= - \int_A \rho (W_n - U_n) W_x dA - \int_A P \bar{n}_x dA + \int_V f_x^v dV, \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho W_r dV &= - \int_A \rho (W_n - U_n) W_r dA - \int_A P \bar{n}_r dA + \int_V f_r^v dV + \int_V f_r^v \frac{W_\phi^2}{r} dV, \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho (W_\phi r) dV &= - \int_A \rho (W_n - U_n) (W_\phi r) dA + \int_V f_\phi^v r dV, \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left( C_v T + \frac{W^2}{2} \right) dV &= - \int_A \rho (W_n - U_n) \left( C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{W^2}{2} \right) dA + \int_V (r_x^v W_x + f_\phi^v W_\phi + f_r^v W_r) dV, \end{aligned} \quad (1)$$

$$P = \rho RT.$$

Явления тепломассообмена, обусловленные турбулентным движением среды, воспроизводились потоками массы, импульса и энергии [2]. Для этого исходная система уравнений (1) дополнялась двумя уравнениями, являющимися аналогом уравнений, лежащих в основе известной  $k, \varepsilon$  - модели турбулентности. Кроме того, в правых частях всех уравнений системы (1) появлялись источники членов, воспроизводящие явления тепломассообмена.

При численной реализации предложенной модели большое внимание уделялось эффективности проводимых вычислений и возможности осуществления быстрой адаптации модели для конкретного двигателя. С этой целью расчетная область разбивалась на несколько подобластей, в которых располагались определенные составные элементы двигателя и мотогондолы. Указанные подобласти могут быть обработаны на параллельной вычислительной системе в рассматриваемый момент времени независимо друг от друга.

В качестве метода решения описанной системы уравнений был использован метод установления С.К.Годунова, развитый авторами настоящей работы для расчета течений газа в эйлерово-лагранжевом представлении [1].

#### 4. Расчетная область и краевые условия

На рис. 1 показана расчетная область, состоящая из некоторой части внешнего пространства, внешней части мотогондолы, тракта

второго контура и сопла первого контура экспериментальной модели двигателя.

В качестве исходных геометрических параметров в представленной модели, помимо обводов тракта, необходимо определить геометрические формы профилей лопаток вентилятора и спрямляющего аппарата.

*Внешние краевые условия.* На свободных границах задавалось условие  $P=P_a$ . На границе входа задавалось условие  $M=M_\infty$ .

*Внутренние краевые условия.* На непроницаемых поверхностях задавалось условие прилипания. На вертикальных, неподвижных поверхностях стыка 4-5, 5-6, 6-7, 7-2, необходимо было обеспечить стыковку решений. Такая стыковка решений состояла в обеспечении консерватизма потоков параметров, а также в сохранении параметров поля на поверхностях стыка. На поверхностях стыка 1-2, 2-3, 3-4 выполнялись условия, соответствующие поверхностям контактного разрыва параметров.

На поверхности входа в первый контур задавались полные параметры, угол входа потока. Статическое давление подбиралось для получения заданного расхода  $G_{11}$ .

На поверхности выхода из первого контура задавались полные параметры, а также угол потока. Для обеспечения расхода  $G_{s1}$  варьировалось статическое давление.

Работа вентилятора определялась окружной скоростью вращения  $\omega_B$ .

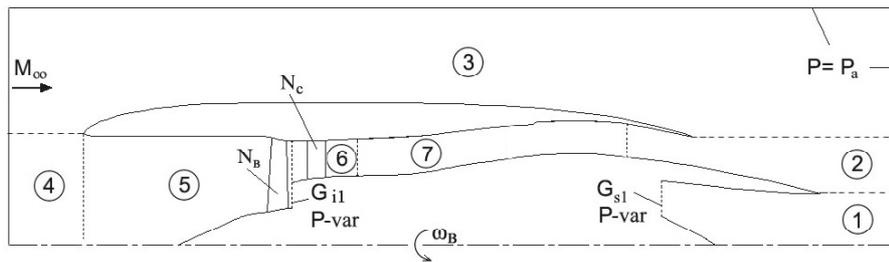


Рис. 1. Блочная структура расчетной области

## 5. Исходные данные

В качестве примера представлены результаты расчета сопряженного течения газа во втором контуре и в наружной части мотогондолы экспериментальной модели ТРДД.

Режим работы двигателя соответствовал максимальному крейсерскому режиму.

Все величины приводились к безразмерному виду. Эталонном длины был выбран радиус среза сопла наружного контура. В качестве эталонов давления и температуры принимались, соответственно, значения  $P_a$ ,  $T_a$  на свободной границе. Показатель адиабаты  $k=1.38$ , газовая постоянная  $R=287$  дж/(кг К). Эталонном скорости служила изотермическая скорость звука  $\sqrt{RT_a}$ . Физическая вязкость, принятая постоянной во всей расчетной области, соответствовала физической вязкости, взятой на свободной границе.

В представленных результатах все расходы газа приводились к расходу газа, определенному на входе в двигатель. Все значения реактивных тяг приводились к идеальной тяге, которая определялась по полным параметрам газа после спрямляющего аппарата и условиям полета.

Фоновая турбулентность течения составила 0.1%. Полетное число Маха – 0.8.

Обороты рабочего колеса вентилятора: 5800 об/мин. Рабочее колесо состояло из 35 лопаток. Число лопаток спрямляющего аппарата – 64.

Расход газа на входе в первый контур:  $G_{i1}=0.1882$  кг/с, расход газа из сопла перво-

го контура:  $G_{s1}=0.2118$ , являются заданными величинами.

## 6. Результаты расчетов

Используемый метод расчета, основанный на методе установления, позволяет проводить исследования нестационарных газодинамических процессов, которые могут развиваться в расчетной области течения при изменении оборотов вращения колеса вентилятора, изменении геометрии вентилятора и спрямляющего аппарата, изменении конфигурации реактивных сопел, а также при изменении краевых условий на поверхностях входа и выхода в первый контур двигателя.

Представленные ниже результаты расчета получены после установления параметров для некоторого крейсерского режима. Расчет характеризуется поверхностями струй течения, а также полями различных параметров (см.рис.2-10), которые соответствуют данному режиму работы модели двигателя.

Анализируя полученные поля параметров, можно сделать ряд выводов:

В наружной части пристеночной области второго контура возможен отрыв потока;

Отрыв потока возможен также на выходном конусе сопла первого контура;

После прохождения спрямляющего аппарата поток воздуха имеет небольшую отрицательную закрутку, которая может быть устранена аэродинамическими стойками второго контура.

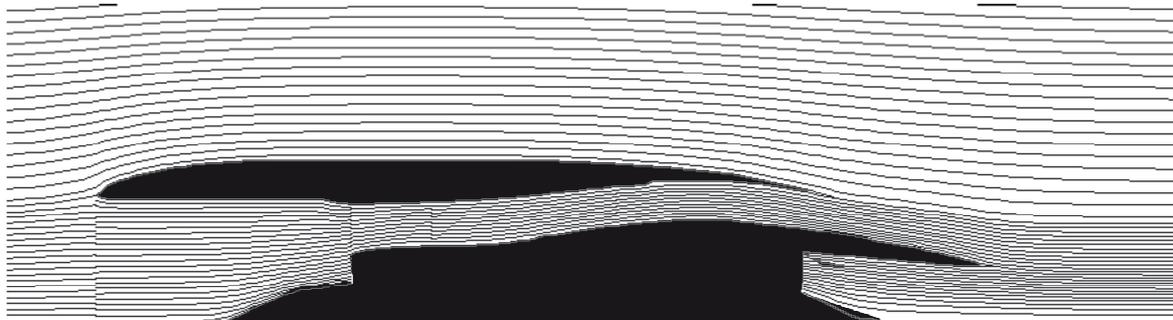


Рис. 2. Семейство лагранжевых поверхностей на установлении течения (поверхности контактного разрыва параметров)



Рис. 3. Число М



Рис. 4. Распределение плотности



Рис. 5. Распределение статической температуры



Рис. 6. Распределение продольной составляющей скорости



Рис. 7. Распределение окружной составляющей скорости

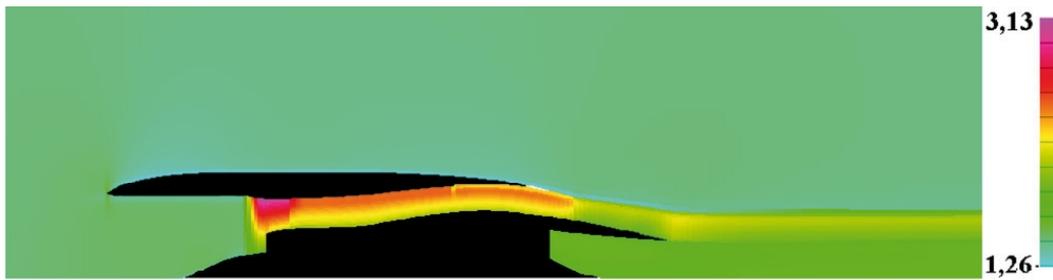


Рис. 8. Распределение полного давления

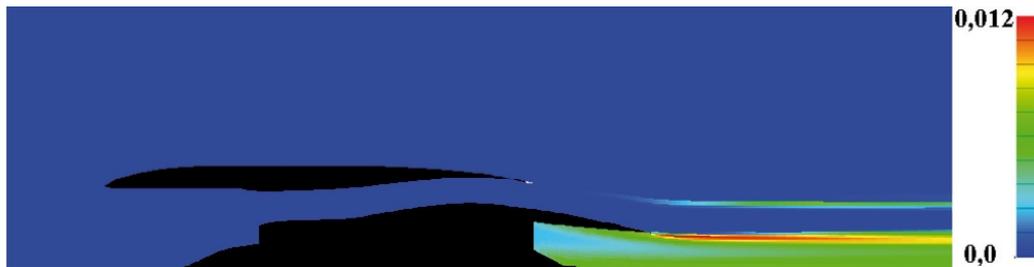


Рис. 9. Распределение энергии пульсационного движения



Рис. 10. Распределение параметра, характеризующего двухкомпонентность среды

Наряду с визуализацией полей параметров проводились вычисления различных интегральных параметров, среди которых:

- Расчетное значение расхода газа на входе в двигатель, которое отличалось от экспериментального значения прототипа на 0.5%.

- Расчетный расход газа на срезе сопла второго контура 0.8145.

- Идеальная тяга двигателя, которая отличалась от идеальной тяги, полученной расчетным путем на другой математической модели на 0.8%.

- Внутренняя тяга двигателя (определялась по разности импульсов на входе и выходе двигателя) 0.9424.

Все расходы газа приводились к расходу газа, определенному на входе в двигатель. Все значения реактивных тяг приводились к идеальной тяге, которая определялась по полным параметрам газа после спрямляющего аппарата и условиям полета.

В качестве интегрального параметра, характеризующего газодинамическую эффек-

тивность конструкции, рассматривался к.п.д. сопел 1-ого и 2-ого контуров, вычисляемый по соотношению:

$$\eta = \frac{P_{ou}^0(S) - P_{ou}}{P_{in}^0 - P_{ou}}, \quad (2)$$

где:  $P_{ou}^0(S)$  – осредненное значение полного давления в выходном сечении;

$P_{in}^0$  – полное давление в сечении входа;

$P_{ou}$  – статическое давление в сечении выхода.

Расчетные значения к.п.д. составили: для 1-ого контура = 0.97; для 2-ого контура = 0.91.

### Заключение

Несомненным преимуществом разработанного метода является его высокая точность и быстрота, которая обеспечивается использованием многопроцессорных расчетных систем.

Разработанный метод, несмотря на кажущуюся упрощенность подхода, а также отсутствие

важных элементов проточной части, каковыми являются аэродинамические стойки, показал хорошие результаты при оценке работоспособности конкретных конструкций двигателей.

В виду того, что число аэродинамических стоек мало по сравнению с числами лопаток вентилятора и спрямляющего аппарата, метод, используемый для моделирования вентилятора и спрямляющего аппарата неприемлем для газодинамического моделирования аэродинамических стоек. Для таких конструкций необходимо использование трехмерных методов.

Принимая во внимание возможную трансформацию одной из стоек в пилон подвески двигателя, сопряженное численное моделирование внутренней и внешней аэродинамики

такой конструкции, является сложной проблемой, и может быть предметом отдельной работы.

### Литература

1. Лапотко, В.М. Эйлерово-Лагранжев подход при численном моделировании нестационарных течений идеального газа [текст] / В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология, Харьков: ХАИ, 2007, №7(43), с. 12 - 17.

2. Лапотко В.М. Модель и метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа [текст] / В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология, Харьков: ХАИ, 2003, №41/6, с. 65-68.

Поступила в редакцию 30.05.2014

### **В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, Г.І. Слинько. Спряжена газодинамічна модель другого контуру і зовнішньої частини мотогондоли ТРДД**

*При побудові газодинамічної моделі другого контуру і зовнішньої частини мотогондоли ТРДД використана ейлерово-лагранжева форма опису вісесиметричної закрученої течії середовища. У представленій моделі враховувалася підвид імпульсу та енергії, що відбувається у вентиляторі, а також перетворення енергії у спрямному апараті другого контуру. Течія розглядалася в циліндричній системі координат. В інтегральній формі представлені рівняння, що описують течію середовища. Моделювання явищ тепломасообміну здійснювалося з використанням сучасної моделі турбулентності. При побудові числового алгоритму розрахункова область розділена на декілька підгалузей, що дозволило провести ефективно розпаралелювання обчислювального алгоритму. Широко представлені результати розрахунків локальних і інтегральних параметрів експериментальної моделі двигуна.*

**Ключові слова:** числове моделювання, ейлерово-лагранжеве зображення, мотогондола, сопло, спряжений розрахунок.

### **V.M. Lapotko, Yu.P. Kukhtin, G.I. Slynko. Conjugated cas-dynamic model of turbofan engine bypass air duct and nacelle exterior**

*When creating a gas-dynamic model of the turbofan engine bypass duct and nacelle exterior the Euler-Lagrange description form was used for the axi-symmetric swirling medium flow. In the model presented taken into account was the addition of momentum and energy in the fan assembly, as well as the energy conversion in the bypass air duct guide vanes. The flow was considered in the cylindrical coordinates system. The equations describing the medium flow are presented in the integral form. Modeling of heat-and-mass transfer phenomena was carried out by using a modern turbulence model. For developing a numerical algorithm the computational domain was divided into several sub-domains, which permitted to perform an effective parallelizing of the computational algorithm. Amply presented are the computational results for the local and integral parameters of the engine experimental model.*

**Key words:** numerical modeling, Eulerian-Lagrangian representation, engine nacelle, nozzle, conjugated computation.

UDC 621.43.056

MASOUD HAJIVAND

*National Aerospace University named after N. E Zhukovsky «KhAI»*

## NUMERICAL SIMULATION OF EFFECT OF INLET-AIR VELOCITY ON THE FORMATION OF OXIDES OF NITROGEN IN A NON-PREMIXED METHANE-AIR COMBUSTION

*A numerical simulation of none-premixed methane-air combustion is performed. The purpose of this paper is to provide information concerning the effect of inlet-air velocity (dry air) on the exhaust gas emissions of oxides of nitrogen (NO), for a simple type of combustor. Effects of increased inlet-air velocity on NO<sub>x</sub> formation are examined. Numerical results show that NO formation mechanisms, decrease, with increasing inlet-air velocity. The simulation has been performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) commercial code ANSYS CFX release 15, including laminar flamelet model, for simulating the methane combustion mixing with air (none-premixed combustion) and predicting concentration of (CH-CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>O-CH<sub>3</sub>-CH<sub>4</sub>-CHO-CO-CO<sub>2</sub>-O-O<sub>2</sub>-H-H<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O-HO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>-OH). *k*-model was also investigated to predict the turbulent combustion reaction, which indicated the simulation results of velocities, temperatures and concentrations of combustion productions. A thermal and prompt No<sub>x</sub> formation is performed for predicting NO emission characteristics. A comparison between the various inlet-air velocity, and their effects on NO emission characteristics and temperature fields are presented.*

**Key words:** *Computational Fluid Dynamics (CFD), Flamelet model, oxide of nitrogen, non-premixed combustion, turbulent combustion.*

### Introduction

Combustion is a complex phenomenon that is controlled by many physical processes including thermo-dynamics, buoyancy, chemical kinetics, radiation, mass and heat transfers and fluid mechanics. This makes conducting experiments for multi-species reacting flames extremely challenging and financially expensive. For these reasons, computer modeling of these processes is also playing a progressively important role in producing multi-scale information that is not available by using other research techniques. In many cases, numerical predictions are typically less expensive and can take less time than similar experimental programs and therefore can effectively complement experimental programs [1].

The formation of No<sub>x</sub> during a combustion process occurs in three ways. These are thermal No<sub>x</sub>, fuel No<sub>x</sub> and prompt No<sub>x</sub>. Thermal No<sub>x</sub> is formed from the reaction of molecular nitrogen with oxygen atoms in the burning air at high temperatures over 1800 °C. It was defined by Zel'dovich as  $N_2 + O \leftrightarrow NO + N$ ,  $N + O_2 \leftrightarrow NO + O$ ,  $N + OH \leftrightarrow NO + H$  reactions. Fuel NO<sub>x</sub> results from oxidation of nitrogen's compounds and nitrogen in fuel. Prompt No<sub>x</sub> is formed from the reaction of carbon and hydrocarbon radicals with molecular nitrogen in the burning air in fuel-rich conditions. [2].

Thermal NO can be reduced by decreasing the flame temperature or limiting the oxygen concentration. The formation of NO in a combustion

process in a gas turbine combustion chamber, is a very complicated problem due to many parameters that influence its formation process. These parameters include such as, fuel composition, excess air, preheating temperature, fuel to air ratio, inlet air temperature and velocity and combustion air swirl angle [2, 3].

In this paper the numerical calculation of the combustion process in a simple cylindrical combustor is a 2-dimensional problem that involves various options of inlet-air velocity, to predict No<sub>x</sub> emission index. Methane has been selected as the fuel, because it occupies (as natural gas) a central position in the energy field, in relation to both utilization and to transmission and storage. Further, the methane-air chemistry has been extensively studied and is relatively well-known compared to the other hydrocarbon fuels.

The Laminar Flamelet model is performed and it is applicable for turbulent flow with non-premixed combustion, and provides a robust solution at a low computational expense for multi-step reactions. The Flamelet model uses a chemistry library, meaning that only two additional transport equations are solved to calculate multiple species and it provides information on minor species and radicals (such as CO and OH) [4].

In this paper, predicting of NO occur with 1-Thermal NO and O Radical PDF (Probability density function), implements NO formation by the thermal NO mechanism using O radical information

provided by the Flamelet library. This is in contrast to the standard Thermal NO PDF reaction that approximates O radical concentration from O2 concentration and temperature. There is no need to do this when running the Flamelet model since O is one of the components. 2- Prompt NO and methane PDF, so this reaction accounts for NO formation by the prompt NO mechanism [4].

For the reaction rates of thermal and prompt NO, the Arrhenius equation with temperature PDF was performed. PDF (probability density function) is a mathematical model that describes the probability of events occurring over time. This function is integrated to obtain the probability that the event time takes a value in a given time interval [4].

### 1. Governing equations

The numerical model of turbulent combustion is formulated from the Favre-averaged Navier-stokes equation together with turbulence and combustion models. Favre-averaged Navier-stokes equation can be expressed in Cartesian tensor notation as: [5]

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu_{\text{eff}} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right). \quad (2)$$

Where  $\mu_{\text{eff}}$  is effective viscosity given by:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t.$$

The eddy viscosity  $\mu_t$  is given by:

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}}.$$

In this paper, the standard k-ε turbulence model has been used to model turbulent kinetic energy, k is one of the form:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right) + G - \varepsilon. \quad (3)$$

Where G is turbulence production due to strain and is given by:

$$G = \mu_t \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}.$$

The transport equation for the dissipation of turbulent kinetic energy is of the form

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{\varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\tilde{\varepsilon}}{k} G - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{k}. \quad (4)$$

Where  $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  are the model constants.

### 2. Flamelet model of combustion

The flamelet concept for non-premixed combustion describes the interaction of chemistry with turbulence in the limit of fast reactions (large Damköhler number) [4]. The combustion is assumed to occur in thin sheets with inner structure called flamelets. The turbulent flame itself is treated as an ensemble of laminar flamelets that are embedded into the flow field. The Flamelet model is a non-equilibrium version of the classical «Burke-Schumann» limit [4]. It adds new details to the simulation of combustion processes compared to other common combustion models for the price of the solution of only two scalar equations in the case of turbulent flow. An arbitrary number of intermediates may be specified as long as their laminar chemistry is known. The main advantage of the Flamelet model is that even though detailed information of molecular transport processes and elementary kinetic reactions are included, the numerical resolution of small length and time scales is not necessary. This avoids the well-known problems of solving highly nonlinear kinetics in fluctuating flow fields and makes the method very robust. Only two scalar equations have to be solved independent of the number of chemical species involved in the simulation. Information of laminar model flames are pre-calculated and stored in a library to reduce computational time. On the other hand, the model is still restricted by assumptions like fast chemistry or the neglecting of different Lewis numbers of the chemical species [4].

According to the laminar flamelet concept studies, by Peters (1984) and by Bray and Peters (1994), a turbulent non-premixed flame is considered to be comprised of an array of laminar ones. A conserved scalar variable, the mixture fraction, is then introduced to describe the flame structure, with the thermochemical state variables and mixture fraction relationships obtained either from laminar flame measurements by Moss *et al* (1988) or by performing calculations of one-dimensional, adiabatic counter-flow laminar diffusion flames with a detailed chemical kinetic scheme, as a function of the strain rate [6,7]. Mean values of the thermochemical state variables, such as gas density, species concentrations and temperature, can then be evaluated using a joint probability density function (PDF) of the mixture fraction and strain rate, which is frequently decomposed into a product of presumed individual PDFs [6,7]. Peters (1984) presented an extensive review of flamelet approach for modelling turbulent combustion. By transformation of the physical coordinate into one with the mixture fraction and under the thin flame assumption, it was shown by Peters (1984) that in

the steady state, temperature  $T$ , and species mass fraction  $Y_k$  are determined by the balance between diffusion and chemical reaction [6,7].

Under flamelet regime hypothesis [7], the species transport equation are simplified to:

$$\rho \frac{\partial Y_k}{\partial t} - \frac{\rho \chi_l}{2Le_k} \frac{\partial^2 Y_k}{\partial Z^2} = \omega_k. \quad (5)$$

A detailed chemical mechanism (combustion of methane mixing with air) of 17 species and 55 reactions was adopted in this numerical simulation.

The simplified energy equation is:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\rho \chi_l}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} = \frac{1}{C_p} \sum_{k=1}^N h_k \omega_k. \quad (6)$$

Where  $Z$  is mixture fraction,  $\chi_l = 2D(\nabla Z)^2$  (laminar scalar dissipation),  $\omega_k$  is the chemical source term,  $C_p$  is the mean mixture specific heat,  $D$  is thermal diffusivity which is equal to:  $D = \lambda / \rho C_p$ , where  $\lambda$  is thermal conductivity,  $Le_k = D / D_k$  is the Lewis number of the  $k$ -th species and  $D_k$  is the diffusion coefficient of species  $k$ .

An external program in ANSYS CFX called CFX RIF (representative interactive flamelet), solves these equation to obtain a laminar flamelet table, which is integrated using a Beta PDF to generate the turbulent flamelet library [4, 8].

This library provides the mean species mass fraction as functions of mean mixture fraction  $\tilde{Z}$  and variance of mixture fraction  $\tilde{Z}''^2$  and turbulent scalar dissipation rate  $\tilde{\chi}$  [4, 8]:

$$Y_i = \tilde{Y}_i(\tilde{Z}, \tilde{Z}''^2, \tilde{\chi}_{st}). \quad (7)$$

On the other hand 2 transport equation are solved in the CFD code, the first gives mixture fraction:

$$\frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{Z}}{\partial t} + \frac{\partial (\tilde{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Z})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_z} \right) \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right). \quad (8)$$

And the second gives the mixture fraction variance:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{Z}''^2}{\partial t} + \frac{\partial (\tilde{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Z}''^2)}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_z} \right) \frac{\partial \tilde{Z}''^2}{\partial x_j} \right) + \\ & + 2 \frac{\mu_t}{\sigma_z} \left( \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right)^2 - \tilde{\rho} \tilde{\chi}. \end{aligned} \quad (9)$$

The turbulence dissipation scalar is modelled by:

$$\tilde{\chi} = C_\chi \cdot \frac{\tilde{\epsilon}}{k} \cdot \tilde{Z}''^2. \quad (10)$$

The fuel properties are specified by the product gases in the downstream level. For turbulent flames, the mean scalar variables are computed from the laminar flamelet relation of the mixture fraction and the scalar dissipation rate by integration over a joint probability density function as: [6]

$$\tilde{\phi} = \int_0^1 \int_0^1 \phi(Z; \chi) P(Z) P(\chi) dZ d\chi. \quad (11)$$

The assumption of statistical independence leads to

$$P(Z, \chi) = P(Z) P(\chi)$$

Ass suggested by peter (1984) [7].

### 3. Nox modelling

The formation of NO is a slow process which kinetically rate limited. Unlike other species the mean value of NO can not be obtained from flamelet library using equation (11) [9].

When modeling NOx formation in methane/air combustion, the thermal NO and prompt NO are taken into account. In the simulation process, we solve the mass transport equation for the NO species, taking into account convection, diffusion, production and consumption of NO and related species. This approach is completely general, being derived from the fundamental principle of mass conservation. For thermal and prompt NOx mechanisms, only the following NO species transport equation is needed: [10]

$$\rho \frac{\partial Y_{NO}}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} \right) + S_{NO}. \quad (12)$$

The source term  $S_{NO}$  is to be determined for different NOx mechanism.

### 4. Thermal NO

The thermal NO mechanism is a predominant source of NOx in gas flames at temperatures above 1800 K. The NO is formed from the combination of free radical O and N species, which are in abundance at high temperatures. The two-step mechanism, referred to as the Zeldovich mechanism, is thought to dominate the process [4].



In sub or near stoichiometric conditions, a third reaction may be important:



When this step is included with the first two, it is referred to as the extended Zeldovich mechanism.

The name of thermal is used because the reaction rate of the first reaction has a very high activation energy due to the strong triple bond in the N<sub>2</sub> molecules, and thus sufficiently fast only at high temperature [11]. The first reaction is the rate-limiting step of the thermal NO formation.

The rates of each of these three reactions are expressed as:

$$k_1 = 1,8 \cdot 10^{14} \exp(-318 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$

$$k_2 = 6,4 \cdot 10^9 T \exp(-26 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$

$$k_3 = 3,8 \cdot 10^{13}$$

For the rate of formation of NO one obtains according to the reactions (1-3):

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1[\text{O}][\text{N}_2] + k_2[\text{N}][\text{O}_2] + k_3[\text{N}][\text{OH}] \quad (13)$$

Because

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1[\text{O}][\text{N}_2] - k_2[\text{N}][\text{O}_2] - k_3[\text{N}][\text{OH}] \quad (14)$$

And the Nitrogen atoms can be assumed to be in quasi-state (fast reaction in step (2) and (3), i.e.  $d[\text{N}]/dt \sim 0$ , one obtains for the NO formation:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_1[\text{O}][\text{N}_2] \quad (15)$$

Thus it can be seen that NO can be minimized by decreasing [N<sub>2</sub>], [O] or  $k_1$  (i.e. by decreasing the temperature) [11].

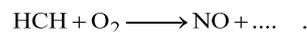
When using the Laminar Flamelet model, almost always the O radical concentration can be taken without further assumptions from the solution because the model predicts it directly [4].

### 5. Prompt NO (Fenimore mechanism)

The mechanism of prompt or Fenimore NO was postulated by C.P. Fenimore (1979), who measured [NO] above a hydrocarbon flat flame and noted that [NO] did not approach zero as the probe approached the flame from the downstream side, as the Zeldovich mechanism predicts [11]. The additional mechanism that is promptly producing [NO] at the flame front is more complicated than thermal NO, because the prompt NO results from the radical CH, which was previously considered to be an unimportant transient species that is generated through a complex reaction scheme shown in Fig. 1. The CH which is formed as an intermediate at the

flame front only, reacts with Nitrogen of the Air, forming hydrocyanic acid (HCN), which reacts further to NO [11].

Hydrocarbon radicals can react with molecular to form HCN, which may be oxidized to NO under lean flame conditions.



The complete mechanism is very complicated. However, De Soete (also Peters and Weber, 1991) proposed a single reaction rate to describe the NO source by the Fenimore mechanism,  $S_{\text{NO,prompt}}$

$$S_{\text{NO,prompt}} = W_{\text{NO}} k_{\text{prompt}} [\text{O}_2]^{1/2} [\text{N}_2] [\text{fuel}] \left( \frac{W}{\rho} \right)^{3/2}$$

$$k_{\text{prompt}} = A_{\text{prompt}} \exp(-T_{A,\text{prompt}} / T)$$

$W_{\text{NO}}$  and  $W$  denote molar mass of mixture, respectively. The Arrhenius coefficient depends on fuel (De Soete, 1974) proposed the following values if the methane is the fuel:

$$A_{\text{prompt}} = 6,4 \cdot 10^6 \text{ [1/s]}$$

$$T_{A,\text{prompt}} = 36510 \text{ [K]}$$

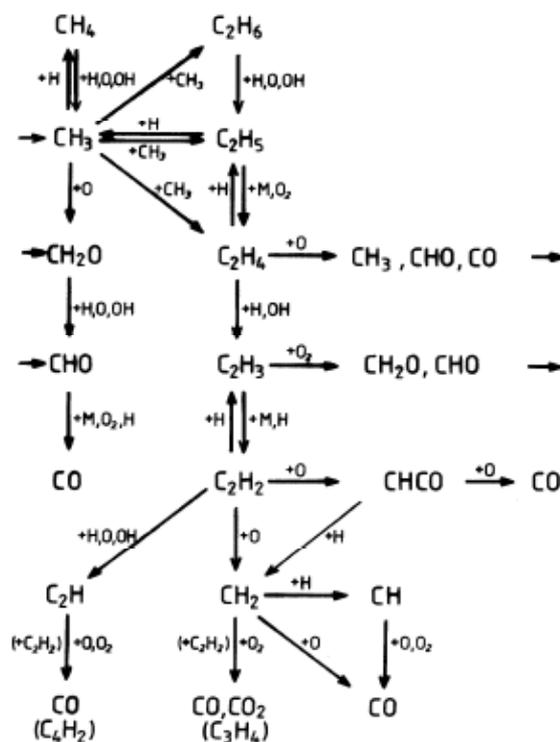


Fig. 1. Mechanism of the oxidation of C1- and C2-hydrocarbons (Warnatz 1981a, 1993)

**6. The domain of simulation and its simple geometrical parameters**

The simple symmetry 2D model of our domain of simulation, with the fuel inlet (methane) and oxidizer inlet (air) is shown in fig. 2. Methane and air are entered in the domain separately.

The symmetrical geometrical sizes of the domain are on XY system of coordinate, where X=1.8 meters and Y=0.225 meters.

The model was meshed for simulating in a hexahedrons meshing method, with 9935 total number of nodes, and 8075 total number of number of elements that are shown in fig.3.

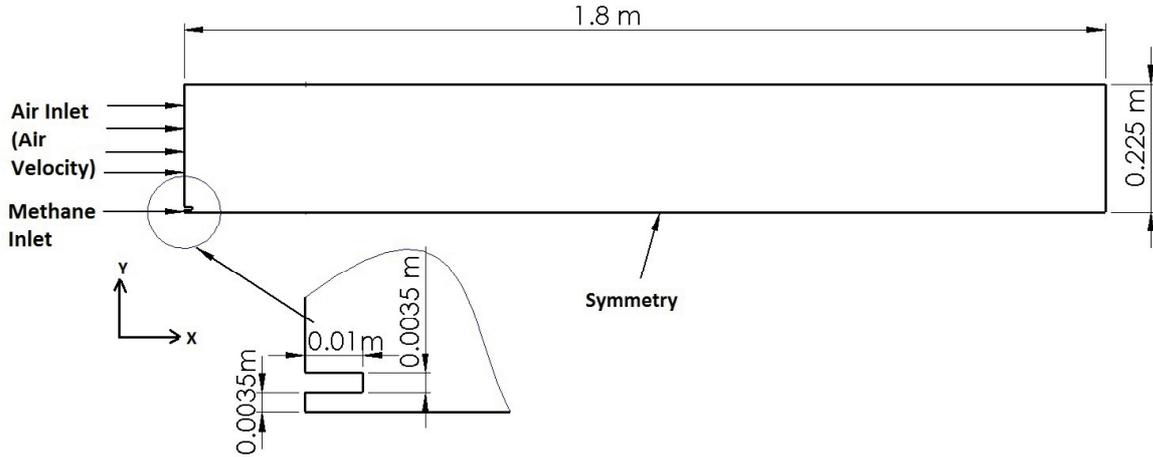


Fig. 2. The 2D symmetrical domain of simulation and its geometrical parameters

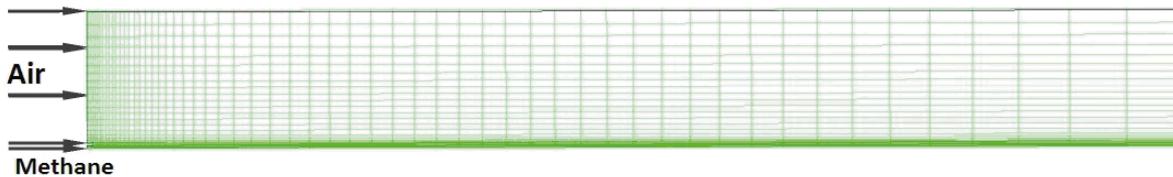


Fig. 3. The 2D hexahedral mesh for simulation of combustion

**7. Information about the numerical simulation**

In this paper, the numerical simulation was performed, in 5 various velocity of air, at the inlet

of the domain. All the information about these various simulation are shown in table 1.

Table 1

5 various cases and the related informations for the simulation of combustion for predicting NO

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Fuel	CH4	CH4	CH4	CH4	CH4
Oxidizer	O2	O2	O2	O2	O2
Inlet velocity of air (m/s)	0.5	1	1.5	2.5	4
Inlet velocity of methane (m/s)	80	80	80	80	80
Pressure (atm)	1	1	1	1	1
Temperature of fuel (K)	300	300	300	300	300
Temperature of oxidizer (K)	300	300	300	300	300
Reynolds number	$1.45 \times 10^3$	$2.79 \times 10^3$	$4.13 \times 10^3$	$6.81 \times 10^3$	$1.1 \times 10^4$
Mach number	$7.41 \times 10^{-4}$	$1.43 \times 10^{-3}$	$2.11 \times 10^{-3}$	$3.49 \times 10^{-3}$	$5.54 \times 10^{-3}$
Turbulent model	k-	k-	k-	k-	k-

All of 5 cases of simulation was simulated in ANSYS CFX solver. The convergence criteria in this simulation was at the MAX residual type with the  $10^{-4}$  residual target. The physical timescale for this combustion simulation was 0.003[s]. All the simulation were converged successfully with solving the mass and momentum (U, V, W momentums), heat transfer (energy), turbulence (k-), mass fraction of NO, mixture fraction including mean and variance, temperature variance for predicting oxide of Nitrogen. The case 1 was converged in 927<sup>th</sup> iteration, the case 2 was converged in 527<sup>th</sup> iteration, and the case 3 was converged in 442<sup>th</sup> iteration, the case 4 was converged in 386<sup>th</sup> iteration and the last case means case 5 was converged in 330<sup>th</sup> iteration.

It is clear that, all of the convergence iterations are different from another, it means the maximum iteration is for case 1 and the minimum for case 5.

This can be a good and useful subject for the future works to discuss.

### 8. Results and discussion of simulation

The results of the simulation are presented in fig. 4 for distributing and predicting of NO concentrations and mass fractions for 5 various cases with various for inlet-air velocity.

In fig. 5 the temperature field and counters are presented for predicting temperature distributing during the formation of oxides of Nitrogen for 5 various cases with various for inlet-air velocity.

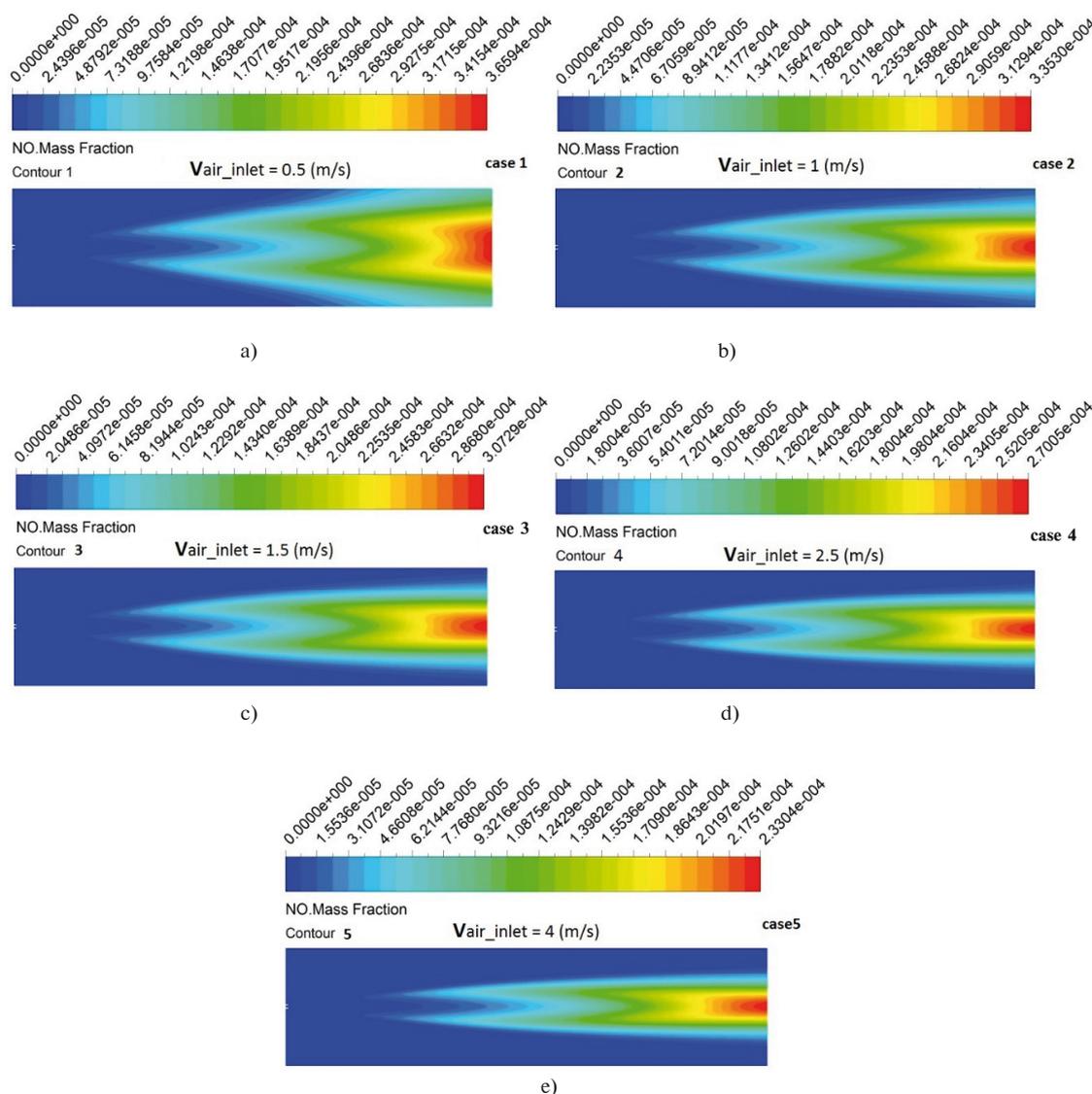


Fig. 4. Distribution and mass fraction fields of NO for the 5 various air-inlet velocity

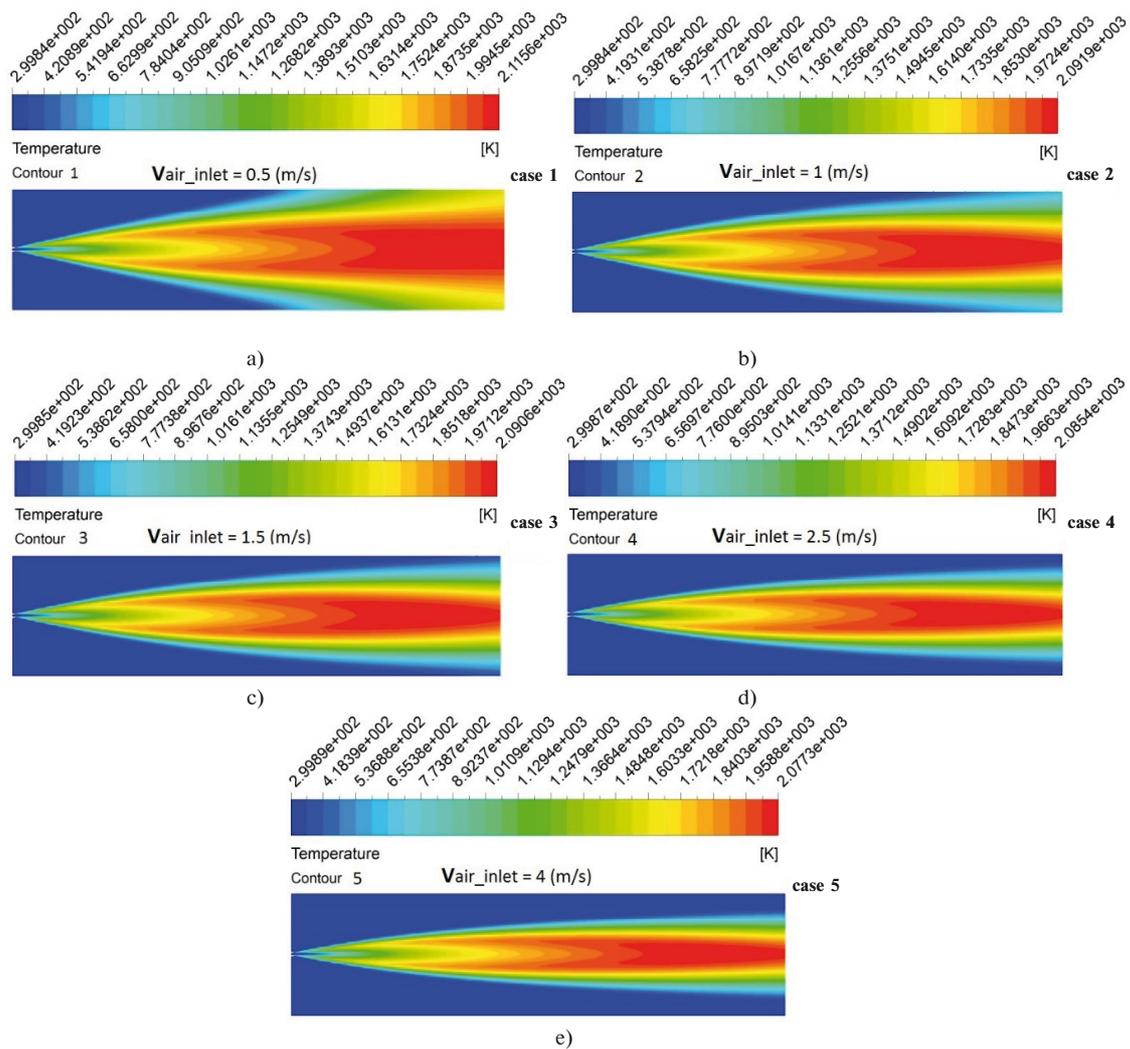


Fig. 5. Distribution of temperature and temperature field and counters in 5 various air-inlet velocity

The contour and fields of NO distributions in fig. 4 and temperature fields and contours in fig. 5 show that, with increasing the air-inlet velocity in the domain of combustion area, the concentration of NO and temperature will decrease. This means that, the maximum concentration of NO in case 1 is 0.00039897% which means 3.6594ppm, which gives the maximum temperature about 2115.6 K at the air-inlet velocity equal to 0.5 m/s. Also the results in fig. 4 and fig. 5, show that the maximum concentration of NO in case 2 is 0.000353% (3.53 parts per million) and the maximum temperature is 2091.9 K, at the air-inlet velocity equal to 1 m/s. The results in case 3 says that, at the air-inlet velocity equal to 1.5 m/s, the maximum concentration of NO is 0.00030729% (3.0729ppm) which has a maximum temperature of 2090.6 K. In case 4 the air-inlet velocity is 2.5 m/s and so the results in this case says that the maximum concentration of NO is 0.00027005% (2.7005 ppm)

which gives the maximum temperature of 2085.4 K. And the results in case 5 says the the maximum concentration of NO is 0.00023304% (2.3304 ppm) which gives the maximum temperature of 2077.3 K when the air-inlet velocity is 4 m/s.

All the results in NO concentration in various air-inlet velocities, shown in a graph in fig. 6, which describes variance or changing of concentrations of NO along the X direction of our domain of combustion area.

The changing in temperature and NO concentration in various cases in this simulation are clear, which mean that the minimum temperature is 2077.3 K with the minimum of NO concentration, 2.3304 ppm, in case 5 which has the most greater air-inlet velocity, which is 4 m/s and the maximum temperature in this study is 2115.6 K, and NO concentration is 3.6594ppm for the case 1 which has the most smaller air-inlet velocity which is 0.5 m/s.

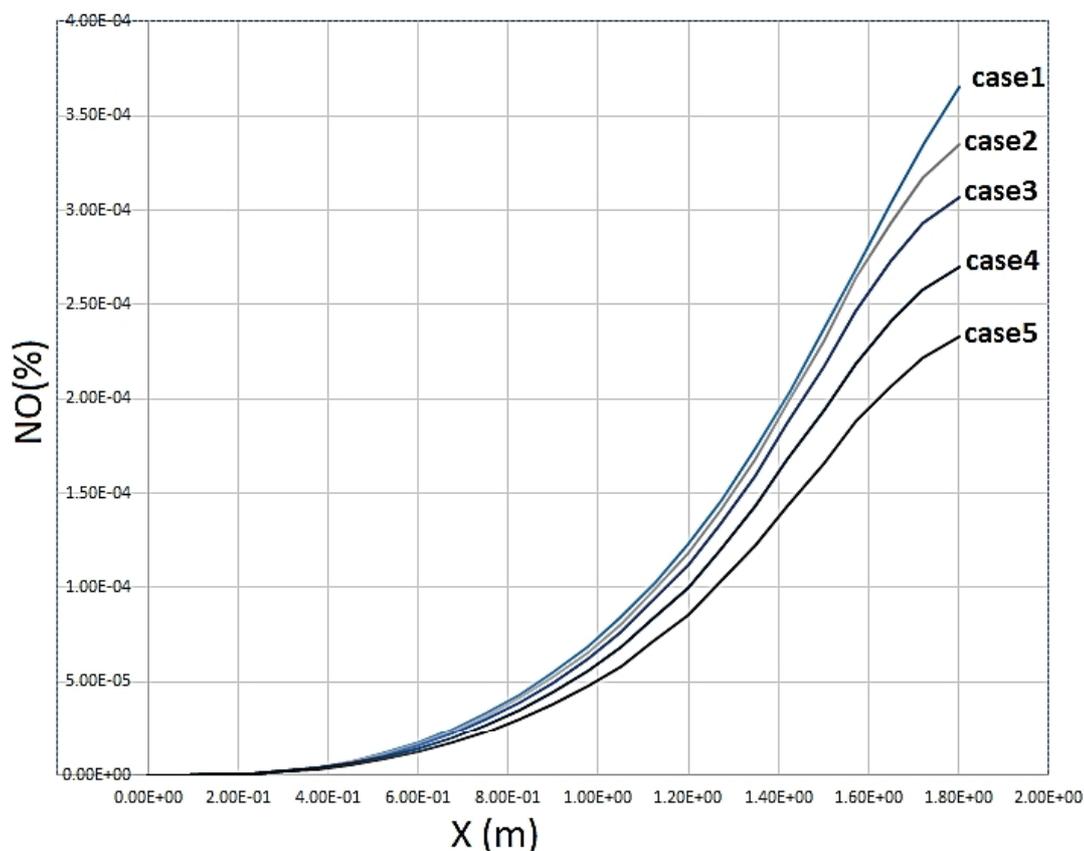


Fig. 6. The percentage of NO along the X direction of the combustion domain

### Conclusion

1. All of this combustion simulation was performed on ANSYS CFX released 15.

2. Laminar flamelet model is an appropriate method for predicting the various kind of fuel with the minor species such as (CO-H), but it is not recommended for predicting the formation of NO and those who related to simulating of emission characteristic, because in flamelet model the transport equation are not solve for the formation of NO.

3. Thermal and prompt modeling of Nox are the best solution to predict Nox and its characteristic of formation during the various condition of the problem.

4. In this paper we tried to show the effect of various velocity of air at the inlet of domain, on formation of NOx and variance of temperature in these conditions. It is clear that the most optimized option, is the case 5, which had a large amount of velocity compared to the other cases. The results showed that the percentage of NO and minimal temperature field was in case 5.

5. Decreasing the temperature and oxide of Nitrogen is one of the interesting and complicated problem for combustion engineers. There are a lot of methods to decrease them such as the regulation of humidity of air,

the regulation of temperature of fuel or preheating air entering the area or domain of the combustion, design the swirlers for ensuring the turbulent combustion and adjust the emission characteristics, and design the dilution holes for cooling system of gas turbine combustion chambers including decreasing formation of oxide of Nitrogen.

### References

1. Guessab A. Simulation of turbulent piloted methane non-premixed flame based on combination of finite-rate/eddy-dissipation model [Text] / A Guessab A.Arris., A.Bounif.// Industrial Products and Systems Innovations Laboratory, ENPO, Oran. 2009.
2. Habib M. A Influence of combustion parameters on NOx production in an industrial boiler [Text] / M.A Habib, M. Elshafei, M .Dajani // Computers and fluids – 2008. – Vol. 37. – P. 12-22.
3. Syeda H. T. Modeling of a turbulent non-premixed methane flame [Text] / H. Syeda, D. Cecile.//3rd BSME-ASME International Conference on Thermal Engineering- 20-22 December- 2006- P. 1-7.
4. ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, [Text] / USA, 2012 - P. 269-308.

5. Hossain M. Comparison of turbulence non-premixed combustion models for a modeling a bluff body flame [Text] / M. Hossain, W. Malalasekera // 4th International Conference on Mechanical Engineering, 26-28-December 2001, Dhaka, Bangladesh - Vol IV - P.9-14.
6. Alim M.A. Transport and chemical kinetics of H<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> jet flame: a flamelet modeling approach with NO<sub>x</sub> prediction [Text] / M. Alim, W. Malalasekera // Journal of Naval architecture and marine engineering – June 2005-P. 33-40, <http://jname.8m.net>.
7. Peters N. Turbulent Combustion [Text] N. Peters // Edition Cambridge University Press, 2000.
8. Mameri. A. TFC modeling of hydrogenated methane premixed combustion [Text] / A. Mameri, A. Kaabi, I. Gökalp // Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi - 2008 - P. 227 – 237.
9. Ravikanti M. Laminar flamelet model prediction of NO<sub>x</sub> formation in a turbulent bluff-body combustor [Text] / M. Ravikanti., M. Hossain, W. Malalasekera. // Power and Energy. - 2008, Vol. 223.- P. 40-54.
10. Study on NO<sub>x</sub> Formation in CH<sub>4</sub>/Air Jet Combustion [Text] / Bin JIANG, LIANG Hongying, HUANG Guoqiang, LIXingang, // Chinese J. Chem. Eng. 2006. - Vol 14(6). - P. 723-728.
11. Warnatz J., Combustion-Physical and chemical fundamentals modeling and simulation. [Text] / J. Warnatz, U. Mass, R. W. Dibble- Springer Verlag - 1996.- 378 p.

Submitted to the editorship 16.07.2014

#### **Масуд Хадживанд. Моделирование влияния входной скорости воздуха на образование оксидов азота в метановоздушном горении без предварительного смешивания**

*Выполнено численное моделирование горения воздушной смеси метана без предварительного смешивания потоков. Целью этой статьи является предоставление информации о влиянии скорости воздуха на входе на выбросы оксидов азота в выхлопных газах для простого типа камеры сгорания. Показано влияние повышенной скорости воздуха на входе на формирование NO<sub>x</sub>. Численные результаты показывают, что NO механизмы формирования снижаются с ростом скорости воздуха на входе. Моделирование было выполнено с использованием программы для вычислительной гидродинамики (CFD) ANSYS CFX выпуска 15, в том числе laminar flamelet модель для моделирования горения смешивания метана с воздухом (без предварительного смешивания) и прогнозирования концентрации (CH<sub>2</sub>-CH-CH<sub>2</sub>O-CH<sub>3</sub>-CH<sub>4</sub>-CHO-CO-CO<sub>2</sub>-O-O<sub>2</sub>-H-H<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O-NO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>-OH). K- модель была также исследована для прогнозирования турбулентной реакции горения, в которой указаны результаты моделирования скоростей, температуры и концентрации продуктов сгорания. Тепловое и быстрое NO<sub>x</sub> формирование осуществляют для прогнозирования эмиссионных характеристик оксидов азота. Представлено сравнение между различными скоростями воздуха на входе и их влияние на NO эмиссионных характеристик и температурных полей.*

**Ключевые слова:** вычислительная гидродинамика (CFD), flamelet модель, оксид азота, горение без предварительного смешивания, турбулентное горение.

#### **Масуд Хадживанд. Моделювання впливу вхідної швидкості повітря на утворення оксиду азоту в метаноповітряному горінні без попереднього змішування**

*Виконано чисельне моделювання горіння повітряної суміші метану без попереднього змішування потоків. Метою цієї статті є надання інформації про вплив швидкості повітря на вході на викиди оксидів азоту у вихлопних газах для простого типу камери згорання. Показано вплив підвищеної швидкості повітря на вході на формування NO<sub>x</sub>. Чисельні результати показують, що NO механізми формування знижуються з ростом швидкості повітря на вході. Моделювання було виконано з використанням програми для обчислювальної гідродинаміки (CFD) ANSYS CFX випуску 15, в тому числі laminar flamelet модель для моделювання горіння змішування метану з повітрям (без попереднього змішування) і прогнозування концентрації (CH<sub>2</sub>-CH-CH<sub>2</sub>O-CH<sub>3</sub>-CH<sub>4</sub>-CHO-CO-CO<sub>2</sub>-O-O<sub>2</sub>-H-H<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O-NO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>-OH). K-модель була також досліджена для прогнозування турбулентної реакції горіння, в якій вказано результати моделювання швидкостей, температури і концентрації продуктів згорання. Теплове і швидке NO<sub>x</sub> формування здійснюється для прогнозування емісійних характеристик оксидів азоту. Представлено порівняння між різними швидкостями повітря на вході та їх вплив на NO емісійних характеристик і температурних полів.*

**Ключові слова:** обчислювальна гідродинаміка (CFD), flamelet модель, оксид азоту, горіння без попереднього змішування, турбулентне горіння.

УДК 629.7.054

**В.Н. МЕЛЬНИК, В.В. КАРАЧУН, Г.В. БОЙКО**

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина*

## **ИМПЕДАНСНАЯ ПЛАСТИНА В АКУСТИЧЕСКОМ ПОЛЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕЖИМА АППАРАТА**

*Строится расчетная модель динамики элементов конструкции авиационных двигателей в поле акустического излучения высокого уровня. Решается задача установления локальных особенностей возмущенного движения комплектующих на резонансном уровне. Обосновывается допустимость анализа на расчетной модели тонкой изотропной пластины оболочечных фрагментов при условии выполнения волнового размера элемента намного большим единицы. Установлено, что в случае импеданса антисимметричным колебаниям намного меньше импеданса симметричной составляющей звукового давления, для частот выше граничных, характер прохождения звука определяется явлением совпадения следа изгибающей волны и волны давления. Причем каждой частоте соответствует свой угол совпадения. В случае, когда импеданс симметричным колебаниям, в свою очередь, меньше, резонанс совпадения следа продольной и падающей волны зависит только от угла падения и может проявляться на любой частоте излучения.*

**Ключевые слова:** резонанс совпадения, изгибающая волна, импеданс, след волны.

### **Введение**

**Анализ проблемы и ее связь с научно-техническими задачами.** Аналитики и специалисты утверждают, что страна, которая сможет первой в мире обеспечить серийное производство высокоточных скоростных гиперзвуковых ракет, создает тем самым для себя серьезное преимущество в мире. Прежде всего в стратегическом масштабе. Объяснение этому факту состоит в том, что ракеты, летящие со скоростью 7М практически неуязвимы для современных средств ПВО. По своему потенциалу гиперзвуковое оружие сравнимо только с тактическими ядерными боеприпасами.

Гиперзвуковой полет на скорости 20 М позволяет доставить полезный груз в течение одного часа в любую точку планеты. Первые полномасштабные испытания гиперзвукового самолета X-plane (HX) намечены на 2016 год. Самолет будет запускаться ракетой-носителем, а после выполнения полетного задания – опускаться на Землю с помощью парашюта.

В рамках программы **ИИ** намечены масштабные исследования гиперзвуковых технологий по пяти магистральным направлениям: *системы теплозащиты; аэродинамика; наведение; навигация и управление движением; оборудование и двигатели.*

**Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем.** Гиперзвуковые технологии порождают проблемы сверхвысоких температур, вибрации, ударных звуковых волн и другие. Остановимся подробнее на изучении влияния проникающего акустического излучения на

комплектующие двигателей, в частности, в виде оболочек или плоских фрагментов (или же их сочетания).

Изучение природы воздействия акустического излучения на элементную базу с носителями кинетического момента и порожденные эффектом избирательности возникающие моменты Эйлеровых сил инерции изучались в монографии [1]. Задачи маскировки и сопровождения подвижных аппаратов при летной эксплуатации раскрыты в работе [2]. Дифракция и интерференция звуковых волн впервые рассмотрены в монографии [3].

**Постановка задачи данного исследования.** В данной работе ставится цель изучения свойств комплектующих двигательного обеспечения ЛА на резонансном уровне – с учетом влияния пространственной нелинейности рабочего объема и геометрического резонанса (волнового совпадения) генерируемой акустической вибрации с акустическим излучением.

### **Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов**

Расчетные модели плоских комплектующих авиационных двигателей в акустическом поле удобно представлять в виде бесконечных пластин. Но, в предположении большого волнового размера  $kR \gg 1$ , эта расчетная модель может быть использована также как отдельно взятый элемент оболочечной поверхности, т.е. в виде тонкой упругой, изотропной пластины безграничной по протяженности и толщиной  $2\delta$  (рис.1).

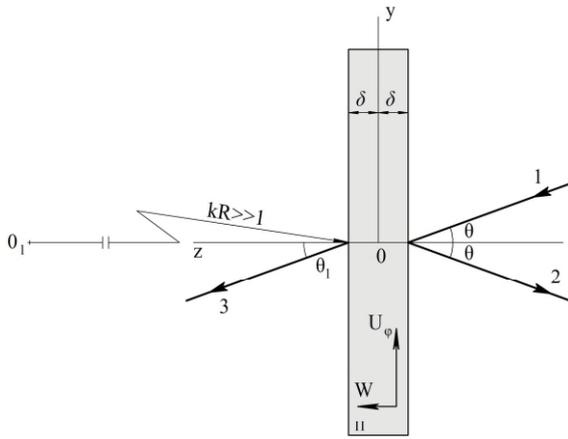


Рис. 1. Прохождение акустического излучения через элементарный слой шпангоута

Пусть, на пластину падает плоская звуковая волна “1” под углом  $\theta$ . Ось  $Ox$  параллельна фронту волны. Давление в этой волне примем в виде

$$P_1 = P_{10} \exp i \{ \omega t - k_b [(z + \delta) \cos \theta + y \sin \theta] \}, \quad (1)$$

где  $k_b = \frac{\omega}{c_0}$  – волновое число воздушного пространства снаружи корпуса;  $P_{10}$  – амплитуда давления в падающей звуковой волне “1”. Если считать волновое число со стороны падающей  $P_1$  и со стороны прошедшей  $P_3$  волн приблизительно одинаковыми, тогда  $\theta_1 = \theta$ . В противном случае следует воспользоваться законом Снеллиуса:

$$\frac{c_0}{\sin \theta} = \frac{c_1}{\sin \theta_1}.$$

Давление в отраженной “2” и прошедшей “3” волнах можно записать в виде

$$\begin{aligned} P_2 &= P_{20} \exp i \{ \omega t - k_b [-(z + \delta) \cos \theta + y \sin \theta] \}; \\ P_3 &= P_{30} \exp i \{ \omega t - k_b [(z + \delta) \cos \theta_1 + y \sin \theta_1] \}. \end{aligned} \quad (2)$$

Имеет место плоская деформация слоя пластины в направлении  $y, z$  и не зависящая от третьей координаты  $x$ , т.к. вдоль нее давление не меняется.

Как известно, колебания пластины из жестких материалов в этом случае описываются уравнениями движения тонких пластин в форме Ламе, но при условии, что длина следа падающей волны не меньше шестикратной толщины пластины [1]:

$$\begin{aligned} (\lambda + \mu) \left( \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y \partial z} \right) + \mu \left( \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) &= \rho_c \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}; \\ (\lambda + \mu) \left( \frac{\partial^2 V}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) + \mu \left( \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) &= \rho_c \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $V, W$  – упругие смещения в направлении осей  $O_y$  и  $O_z$ ;  $\rho_c$  – плотность слоя материала;  $\lambda, \mu$  – упругие постоянные Ламе –  $\lambda = \frac{E\sigma}{(1+\sigma)(1-2\sigma)}$ ;  $\mu = \frac{E}{2(1+\sigma)}$ ;  $E$  – модуль

Юнга;

$\sigma$  – коэффициент Пуассона.

Положив в уравнениях (3)

$$V = \frac{\partial \varphi}{\partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial z}; \quad W = \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{\partial \psi}{\partial y},$$

после подстановки получаем два уравнения

$$\begin{aligned} \nabla^2 \varphi + k_1^2 \varphi &= 0; \\ \nabla^2 \psi + k_2^2 \psi &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $k_1 = \omega c_1^{-1}$ ;  $k_2 = \omega c_2^{-1}$  – волновые числа соответственно для окружных  $U_\varphi$  и поперечных  $W$  волн;

$$\begin{aligned} c_1 &= \left[ (\lambda + 2\mu) \rho_k^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[ \rho_k^{-1} E (1 - \sigma) (1 + \sigma)^{-1} (1 - 2\sigma)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

– скорость распространения окружных волн в оболочке;

$$c_2 = \left[ \mu \rho_k^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} = \left\{ E \left[ 2\rho_k (1 + \sigma) \right]^{-1} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

– скорость распространения волн в поперечной плоскости.

Решения уравнений (3) определяют упругие перемещения поверхности оболочечного фрагмента:

$$\begin{aligned} V &= -[(C_1 \exp \alpha_1 z + C_2 \exp(-\alpha_1 z)) i k_b \sin \theta + \\ &+ (C_3 \exp \alpha_2 z - C_4 \exp(-\alpha_2 z))] \times \\ &\times \exp(-i k_b y \sin \theta); \\ W &= [(C_1 \exp \alpha_1 z - C_2 \exp(-\alpha_1 z)) \alpha_1 - \\ &- (C_3 \exp \alpha_2 z + C_4 \exp(-\alpha_2 z)) i k_b \sin \theta] \times \\ &\times \exp(-i k_b y \sin \theta), \end{aligned} \quad (5)$$

здесь не учтен множитель  $\exp i \omega t$ .

Представим акустическое давление в виде суммы симметричной ( $P_c$ ) и антисимметричной ( $P_a$ ) составляющих

$$P_c = \frac{1}{2}(P_{10} + P_{20} + P_{30}) \exp(-ik_y y \sin \theta);$$

$$P_a = \frac{1}{2}(P_{10} + P_{20} - P_{30}) \exp(-ik_y y \sin \theta)$$

и установим степень их влияния на колебания пластины "П".

*Симметричная составляющая*

Когда к пластине приложена симметричная составляющая, граничные условия имеют вид:

$$Z_z|_{z=-\delta} = -P_c; \quad Z_y|_{z=-\delta} = 0. \quad (6)$$

Четыре граничных условия (6) позволяют найти значения произвольных постоянных  $C_1, C_2, C_3, C_4$  и в окончательном виде установить симметричную часть смещения слоев пластины в поперечном направлении  $z$ :

$$W_c|_{z=\pm\delta} = \pm \frac{P_c}{\rho_k \omega^2 \delta} k_2 \delta \times \\ \times [4\gamma(\gamma-1)^{\frac{1}{2}} \operatorname{cth} k_2 \delta (\gamma-1)^{\frac{1}{2}} - \\ - (2\gamma-1)^2 (\gamma-d)^{-\frac{1}{2}} \operatorname{cth} k_2 \delta (\gamma-d)^{-\frac{1}{2}}]^{-1}, \quad (7)$$

где  $\gamma = \left(\frac{c_2}{c_b} \sin \theta\right)^2$ ;  $d = \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2 = \frac{1-2\sigma}{2(1-\sigma)}$ .

*Антисимметричная составляющая*

Когда к пластине приложена антисимметричная составляющая давления  $P_a$ , граничные условия приобретают вид:

$$Z_z|_{z=-\delta} = -P_a; \quad Z_y|_{z=-\delta} = 0; \\ Z_z|_{z=\delta} = P_a; \quad Z_y|_{z=\delta} = 0.$$

Теперь можно получить антисимметричную составляющую упругого смещения:

$$W_a|_{z=\pm\delta} = \frac{P_a}{\rho_k \omega^2 \delta} k_2 \delta \times \\ \times [4\gamma(\gamma-1)^{\frac{1}{2}} \operatorname{th} k_2 \delta (\gamma-1)^{\frac{1}{2}} - \\ - (2\gamma-1)^2 (\gamma-d)^{-\frac{1}{2}} \operatorname{th} k_2 \delta (\gamma-d)^{-\frac{1}{2}}]^{-1}. \quad (8)$$

В предположении малости значений величин  $k_2 \delta (\gamma-1)^{\frac{1}{2}}$  и  $k_2 \delta (\gamma-d)^{\frac{1}{2}}$ , выражения (7) и (8) упрощаются:

$$W_c|_{z=\pm\delta} = \mp \frac{P_c}{\rho_k \omega^2 \delta} \cdot \frac{k_2^2 \delta^2 (\gamma-d)}{4\gamma(1-d)-1} = \\ = \mp P_c \delta \frac{1-\sigma^2}{E} \cdot \frac{\left(\frac{c_{II}}{c_B} \sin \theta\right)^2 - \frac{1-2\sigma}{(1-\sigma)^2}}{\left(\frac{c_{II}}{c_B} \sin \theta\right)^2 - 1}, \quad (9)$$

где  $c_{II} = \left[E \rho_k^{-1} (1-\sigma)^{-1}\right]^{\frac{1}{2}}$  – скорость распространения окружной (продольной) волны в пластине при симметричных колебаниях.

Аналогично при антисимметричном нагружении, если принять, что  $\gamma \gg 1$ , получаем;

$$W_a|_{z=\pm\delta} = \frac{P_a}{\rho_k \omega^2 \delta} \cdot \frac{1}{\frac{4}{3} \gamma (\gamma-1) k_2^2 \delta^2 (1-d) - 1} \approx \\ \approx \frac{2P_a}{m_{II} \omega^2} \cdot \frac{1}{\frac{D \omega^2}{m_{II} c_B^4} \sin^4 \theta - 1}, \quad (10)$$

$D = \frac{2}{3} \cdot \frac{E \delta^3}{1-\sigma^2}$  – цилиндрическая жесткость пластины;  $m_{II} = 2\rho_k \delta$  – масса единицы площади.

Формула (10) представляет собой известное выражение для определения вынужденных изгибных колебаний тонкой пластины.

Принимая сопротивление оболочки симметричным колебаниям значительно большим сопротивлению антисимметричным колебаниям, звукопроницаемость  $\tau$  чисто изгибным колебаниям можно записать в виде –

$$\tau_\theta = \left[ \left( 1 + \eta \frac{c_{II}^4}{c_B^4} \cdot \frac{m_{II} \omega}{2\rho_B c_B} \sin^4 \theta \cos \theta \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( 1 - \frac{c_{II}^4}{c_B^4} \sin^4 \theta \right)^2 \left( \frac{\omega m_{II}}{2\rho_B c_B} \cos \theta \right)^2 \right]^{-1}, \quad (11)$$

где  $c_{II} = \sqrt{\frac{D \omega^2}{m_{II}}}$  – фазовая скорость распространения изгибных волн в корпусе;

$D = \frac{2}{3} \frac{E \delta^3}{1-\sigma^2}$  – цилиндрическая жесткость материала корпуса;  $\rho_B$  – плотность воздуха (масса в единице объема).

Очевидно, что на низких частотах, когда  $c_{и} \ll c_{в}$ ,

$$\tau_{\theta} = \frac{1}{1 + \left( \frac{\omega m_{\Pi}}{2\rho_{в} c_{в}} \cos \theta \right)^2}.$$

С ростом частоты  $\omega$  скорость изгибных волн увеличивается. Начиная с некоторой, так называемой граничной (критической) частоты, при соответствующем подборе угла падения  $\theta$ , всегда возможно равенство нулю второго члена знаменателя в выражении (11), т.е. [2]

$$c_{и} = \frac{c_{в}}{\sin \theta_c}. \quad (12)$$

Соотношение (12) очерчивает явление волнового совпадения при изгибных колебаниях, установленное Л. Кремером. Разделив обе части формулы (12) на  $f$ , запишем ее в виде (рис. 2)

$$\lambda_{в} = \lambda_{и} \sin \theta,$$

где  $\lambda_{в} = \frac{c_{в}}{f}$  — длина звуковой волны на лицевой (внешней) стороне оболочки;  $\lambda_{и} = \frac{c_{и}}{f}$  — длина волны изгиба в элементарном участке.

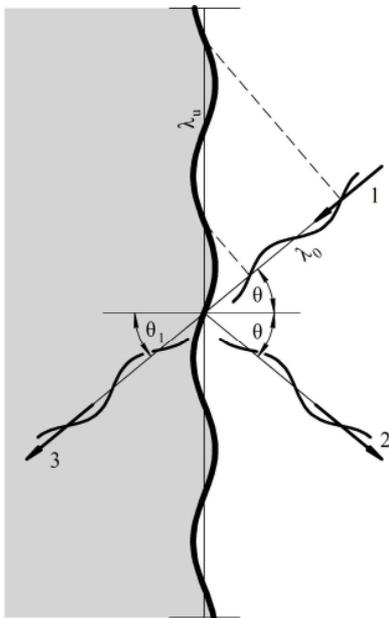


Рис. 2. Явление волнового совпадения:  
1 — падающая волна; 2 — отраженная волна;  
3 — прошедшая волна

Наличие волнового совпадения обеспечивает трансляцию энергии звукового излучения в зону акустической тени практически без потерь. В отличие от частотного резонанса, по-

рожденного равенством собственной частоты и частоты излучения, при волновом резонансе имеет место совпадение геометрических размеров, а именно, следы падающей и изгибной волны совпадают. Поскольку выделенный участок «П» оболочечного фрагмента предполагается неограниченным, то все частоты колебаний будут собственными. При явлении совпадения, распределение давления в падающей волне «1» вдоль пластины точно соответствует распределению упругих смещений при собственных колебаниях пластины той же частоты, что и приводит к интенсивному росту колебаний.

При иных значениях угла  $\theta$  звукопередача резко снижается, т.е. растет звукоизоляция. Наименьшая частота, при которой становится возможным волновое совпадение ( $f_{гр}$ ), будет очевидно при  $\theta = \frac{\pi}{2}$  рад. Это следует из формулы (12):

$$f = \frac{c_{в}^2}{2\pi \sin \theta} \sqrt{\frac{m_{\Pi}}{D}}; \quad f_{гр} = f \Big|_{\theta = \frac{\pi}{2}} = \frac{c_{в}^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{\Pi}}{D}}. \quad (13)$$

Начиная с граничной частоты, характер прохождения звука определяется явлением совпадения. Из формулы (12) видно, что каждой частоте соответствует свой угол падения  $\theta_c$ , при котором звуковая волна проходит внутрь с минимальными потерями. *Основное значение для звукопроницаемости при частотах  $f_{гр} < f$  приобретает область углов падения*

$$\theta_c = \arcsin \frac{c_{в}}{c_{и}}.$$

#### Симметричная составляющая

В этом случае предполагается, что импеданс  $Z_c \ll Z_a$ , т.е. сопротивление материала корпуса антисимметричным (изгибным) колебаниям значительно больше сопротивления симметричным колебаниям. В этом случае имеет место соотношение

$$c_{\Pi} = \frac{c_{в}}{\sin \theta}, \quad (14)$$

где  $c_{\Pi} = \left[ E\rho_k^{-1} (1 - \sigma^2)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}$  — скорость распространения продольной (окружной) волны.

Равенство (14) определяет явление волнового совпадения при симметричных колебаниях оболочечного фрагмента, которое возникает каждый раз, когда следы падающей и продольной волны совпадают. Причем, *совпадение зависит только от угла падения волны и может проявляться на любой частоте излучения* [3].

**Выводы и перспективы дальнейших иссле-**

**дований в данном направлении**

Построенные расчетные модели позволяют установить особенности динамики оболочечных фрагментов двигателей и плоских комплектов на резонансном уровне. Проведенная оценка степени влияния изгибных и продольных колебаний элементов конструкции в звуковых полях эксплуатационного использования летательных аппаратов, позволяет очертить опасную зону функционирования – когда механическая преграда акустическому излучению становится «прозрачной» и происходит интенсивная перекачка звуковой энергии из одного полупространства в другое.

С другой стороны, подробный анализ явления позволяет наметить эффективные пути подавления влияния звуковых полей на комплекты двигателей и, таким образом, улучшить технические характеристики лета-

тельных аппаратов.

**Литература**

1. Мельник В.Н. Гиперзвуковые технологии и некоторые проблемы навигации [Текст]: моногр. / В.Н. Мельник, В.В. Карачун. – К.: «Корнейчук», 2013. – 152 с.
2. Карачун В.В. Задачі супроводу і макування рухомих об'єктів [Текст]: моногр./ В.В. Карачун, В.М. Мельник - К: «Корнійчук», 2011. – 263 с.
3. Лямшев Л.М. Отражение звука тонкими пластинами и оболочками в жидкости [Текст]: моногр./ Л.М. Лямшев. – М.: АН СССР, 1955. – 73 с.

*Поступила в редакцию 16.04.2014*

**В.М. Мельник, В.В. Карачун, Г.В. Бойко. Імпедансна пластина в акустичному полі експлуатаційного режиму апарата**

*Будується розрахункова модель динаміки елементів конструкції авіаційних двигунів в полі акустичного випромінювання високого рівня. Розв'язується задача встановлення локальних особливостей збуреного руху комплектуючих на резонансному рівні. Обґрунтовується припустимість аналізу на розрахунковій моделі тонкої ізотропної пластини оболонкових фрагментів за умови виконання хвильового розміру елемента значно більшим за одиницю. Встановлено, що коли імпеданс антисиметричним коливанням набагато менший за імпеданс симетричної складової звукового тиску, для частот вищих за граничну характер проходження звука визначається явищем співпадання сліду згинної хвилі і хвилі тиску, до того ж кожній частоті відповідає свій кут співпадання. В тому випадку, коли, навпаки, імпеданс симетричним коливанням менший, резонанс співпадання сліду поздовжньої і падаючої хвилі залежить тільки від кута падіння і може виникати на будь-якій частоті випромінювання.*

**Ключові слова:** резонанс співпадання, згинна хвиля, імпеданс, слід хвилі.

**V.N. Mel'nick, V.V. Karachun, G.V. Boiko. The impedance at the plate in the acoustic field ekspluatatsionnogo mode apparatus**

*Based billing model of the dynamics of elements of a design of aircraft engines in the field of acoustic radiation of a high level. The task of establishing local peculiarities perturbed motion of components on the profile level. Substantiated the validity of the analysis on the estimated model thin isotropic plate, shell fragments, while completing wave element size is much greater than unity. It is established that when the impedance antisemitisim fluctuations much less impedance symmetric component of the sound pressure, for frequencies above the marginal nature of sound passage is determined by the phenomenon of the coincidence of trace shinno waves and waves of pressure, moreover each frequency corresponds to his corner singing falling. In the case when, on the contrary impedance symmetric oscillations of a smaller resonance coincidence trace of the longitudinal and incident wave depends only on the angle of incidence and may occur at any frequency radiation.*

**Key words:** resonance overlap, flexural wave impedance, the next wave.

УДК 621.45

Ф. МОХАММАДСАДЕГИ

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

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЫВНЫХ И НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЕГО ПРЕДПОМПАЖНОГО СОСТОЯНИЯ

Обоснована необходимость разработки и внедрения систем автоматического регулирования предупреждения помпажа осевого компрессора авиационного ГТД. Рассмотрена динамика потери газодинамической устойчивости ступени компрессора, приведены результаты численного моделирования обтекания профиля пера лопатки на расчетных и срывных режимах, выполнены экспериментальные исследования по выявлению информативных критериев обнаружения предпомпажного режима. Сформулированы основные направления по разработке систем предупреждения помпажа компрессора, главными из которых являются выявление признака зарождения помпажа и разработка автоматических систем его предупреждения.

**Ключевые слова:** неустойчивая работа ГТД, осевой компрессор, помпаж, вращающийся срыв, система предупреждения помпажа.

### Введение

В практике эксплуатации авиационной техники и наземных установок с газотурбинным приводом среди сравнительно частых причин отказов происходит нарушение устойчивой работы ГТД, что сопровождается аварийными ситуациями. Нестационарность потока воздуха на входе в компрессор авиационного двигателя может возникнуть по различным причинам, например, из-за кривой обдувки воздухозаборника при полете самолета со скольжением, несимметричного потока воздуха на входе в двигатель при боковом ветре, изменения режима работы двигателя, маневра самолета или вертолета, попадания самолета или вертолета в зону турбулентности, отказов топливной автоматики, попадания струи горячих газов на вход в двигатель от предыдущего самолета при рулении или при полете парой и др.

Наиболее типичные формы газодинамической неустойчивости – вращающийся срыв и помпаж компрессора. Несмотря на достигнутые успехи в изучении этих сложных явлений, разработка мер по предотвращению помпажа и вращающегося срыва в ГТД остается актуальной.

### 1. Постановка задачи

Помпаж газотурбинного двигателя как физическое системное явление по современным представлениям – газодинамический неустойчивый автоколебательный режим работы компрессора и его сети, характеризующийся сильными низкочастотными (515 Гц) колеба-

ниями параметров (давления, температуры, расхода воздуха) по всей проточной части двигателя [1].

На рис. 1 приведена запись развития помпажа в компрессоре турбовального двигателя, полученного при стендовых испытаниях.

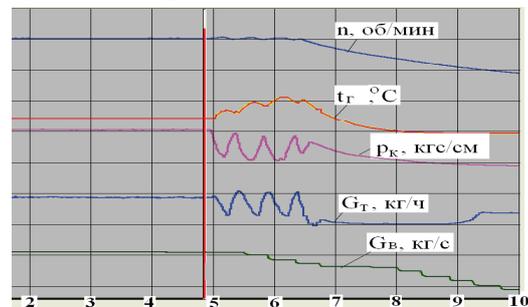


Рис. 1. Изменение параметров при помпаже компрессора

Помпажные явления приводят к выходу из строя лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низкочастотной вибрации, осевому перемещению ротора, выходу из строя опор и уплотнений и, как следствие, к динамическим напряжениям, во много раз превосходящим напряжения, на которые рассчитывалась конструкция.

Испытания двигателя на стенде показали, что помпаж компрессора развивается за время порядка 0,2 с. Практически все существующие алгоритмы защиты осевого компрессора от помпажа рассчитаны не на предупреждение возникновения неустойчивости в компрессоре,

а на парирование уже начавшегося помпажа. Из-за этого защищенность силовой установки летательного аппарата от помпажа двигателя не может быть надежно обеспечена.

Необходимы разработка и внедрение систем автоматического регулирования предупреждения помпажа на ранней стадии. При этом одной из главных задач является выявление признака зарождения помпажа и разработка автоматических систем его предупреждения.

## 2. Моделирование неустойчивых режимов ступени осевого компрессора

Для адекватного представления о физических процессах, происходящих при помпаже, и практического управления ими необходимо решить несколько задач:

- идентифицировать критичный по газодинамической устойчивости каскад компрессора;
- выявить предсрывные процессы в компрессоре и выработать информативные критерии и методы их диагностики;
- определить уровни управляющих воздействий на двигатель, достаточные для предупреждения или прекращения помпажа.

Решение этих задач может быть осуществлено с помощью численного моделирования.

Помпажу всегда предшествует вращающийся срыв, возникающий в результате возмущений потока на входе в компрессор или выходе из него [2].

Известны два основных механизма порождения срыва:

- вращающееся длинноволновое синусоидальное возмущение осевой скорости (модальная волна);
- местное (пиковое) возмущение, быстро развивающееся от первоначального размера и охватывающее, несколько межлопаточных каналов.

Однако существенной особенностью срыва и помпажа в системе компрессора является пространственное распространение зон отрывных течений в межлопаточных каналах в окружном и продольном направлениях, что приводит к необходимости моделировать течение в колесе компрессора целиком, без использования условия периодичности в окружном направлении, что существенно увеличивает размерность задачи. С другой стороны, практическую ценность при моделировании представляет информация о кинематическом состоянии потока в каждой точке тракта компрессора, а возможность определения моментов возникновения срыва и перерастания его в помпаж, что позволяет использовать упрощенные модели течения в межлопаточном канале.

Для выполнения поставленной задачи использован программный пакет CAE класса, а

именно газодинамический решатель, основанный на методе конечных элементов, а также дополнительные турбоинструменты на базе единой рабочей платформы. Схема проекта приведена на рис. 2.



Рис. 2. Схема проекта

На рис. 3 представлены модели профиля рабочей лопатки первой ступени компрессора турбовального ГТД и межлопаточного канала.

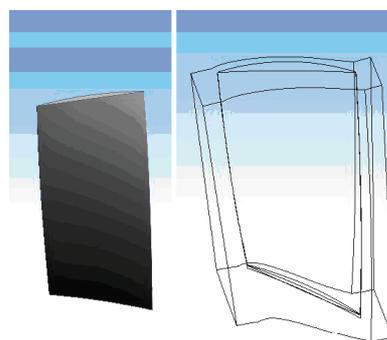


Рис. 3. Модели лопатки и межлопаточного канала

В работе [3] рассмотрена система, соответствующая авиационному ГТД, которая состоит из компрессора, некоторой небольшой емкости (камеры сгорания), в которой можно пренебречь инерционностью потока, и дросселя (соплового аппарата турбины). Работа системы в точке *a* (рис. 4), безусловно, устойчива.

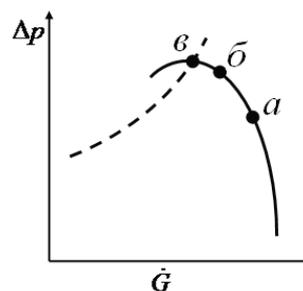


Рис. 4. Напорная характеристика ступени

При уменьшении расхода воздуха увеличивается давление за компрессором, но система остается устойчивой, хотя изменяются условия обтекания лопаток и в межлопаточном канале возникают срывные явления (точка *б*). При дальнейшем уменьшении расхода воздуха и переходе на участок левее точки *в* происходит снижение массового расхода воздуха, течение оказывается неустойчивым и возникает движение воздуха в обратную сторону.

На рис. 5 приведены результаты моделирования скорости течения в периферийной

части межлопаточного канала при обтекании профиля на различных режимах работы.

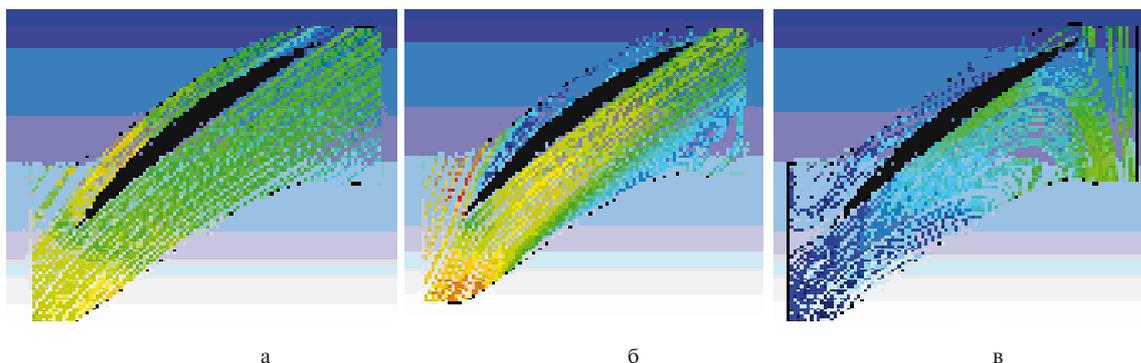


Рис. 5. Эпюры скоростей потока при обтекании профиля:  
а – бесрывное обтекание; б – формирование срыва потока на спинке профиля; в – помпажный режим

Моделирование показало, что на устойчивых режимах работы (точка *а*) происходит бесрывное обтекание профиля. При приближении к границе устойчивости (точка *б*) на спинке профиля возникает вращающийся срыв потока, а в точке *в* начинается обратное течение воздуха в межлопаточном канале (помпаж). Отсюда следует, что развитие срыва во времени может быть выявлено до наступления полномасштабного помпажа. Срывные явления можно определить по пикам повышения давления, а промпаж – по «провалам» давления за компрессором и сохранении относительной амплитуды  $P_{K \max} / P_{K \min} \approx 1,6 \dots 1,7$  [2].

В работе [4] приведены порядки частот колебаний давления за компрессором при различных видах неустойчивости:

- помпаж  $\sim 10^1$  Гц;
- искажение поля скоростей на входе и вращающийся срыв  $\sim 10^2 \dots 5 \cdot 10^3$  Гц.

И в том, и в другом случае колебания давления, строго говоря, являются негармоническими. Тем не менее, такой колебательный процесс можно обработать с помощью скользящего быстрого преобразования Фурье (БПФ), идентифицируя срывной процесс по изменению спектральных составляющих в определенных диапазонах частот.

В последнее время для вторичной обработки сигнала с малоинерционных датчиков давления, имеющего негармоническую (срывную) форму в виде пиков используется Wavelet-преобразование. Однако согласно [5], время, необходимое для идентификации начинающегося срыва с помощью БПФ, составляет около 40 оборотов ротора, а с помощью Wavelet-преобразования – до 400 оборотов. Таким образом, при частоте вращения ротора 12000...18000 об/мин на обработку сигнала БПФ потребуется 0,13...0,2 с, что соизмеримо

со временем перерастания срыва в помпаж, а при Wavelet-преобразовании – 1,3...2 с, что не позволит своевременно парировать помпаж. Возможным способом обработки таких случайных процессов может быть использование адаптивных полосовых фильтров, настройка которых производится по информации датчика частоты вращения ротора. Как показано в работе [6], время обработки процесса с помощью оптимального адаптивного полосового фильтра может составлять порядка 0,1 с, что может позволить своевременно сформировать сигнал на парирование опасного режима.

### 3. Результаты экспериментальных исследований модельной ступени

Экспериментальная установка представляет собой одноступенчатый осевой компрессор с пятью рабочими лопатками. Частота вращения ротора – 2600 об/мин. Возмущения вносились дросселированием на выходе из компрессора на 25%, 50% и 75%.

Контролируемый параметр – статическое давление воздуха на выходе из крыльчатки. Сигнал с датчика подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью БПФ.

На графике рис. 6 представлены результаты полосовой фильтрации колебаний давления воздуха (в полосах по 1/6 октавы) без дросселирования и при дросселировании на 50%.

При увеличении степени дросселирования возрастает амплитуда колебаний на первой лопаточной частоте (216 Гц), возрастает также и вторая лопаточная частота. Более высокие частоты увеличиваются несущественно.

Таким образом, кроме общего уровня пульсаций давления можно выделить несколько спектральных составляющих, реагирующих на возникновение и развитие вращающегося срыва – предвестника помпажа.

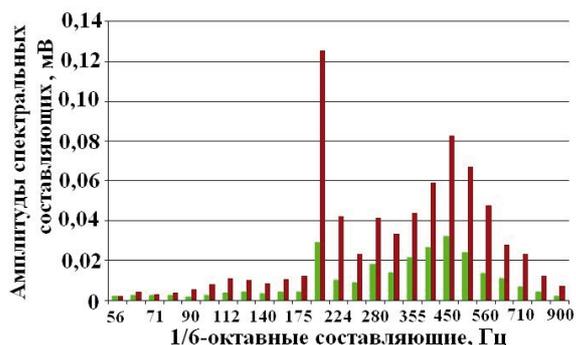


Рис. 6. Спектральные составляющие пульсаций давления за ступенью компрессора

### Заключение

Существующие противопомпажные системы ГТД включаются в работу уже при развитии помпажа, хотя его предшественник вращающийся срыв начинается значительно раньше и может служить информационным критерием для включения его в систему автоматики двигателя. Кроме общего уровня пульсаций давления можно выделить несколько спектральных составляющих, реагирующих на возникновение и развитие вращающегося срыва – предвестника помпажа.

Повысить надежность срабатывания противопомпажной защиты и полнее использовать возможности газотурбинного двигателя за счет исключения ложных срабатываний системы можно за счет одновременного использования нескольких источников информации. Сигнал,

получаемый от одного источника, подтверждается (или блокируется) сигналом от другого источника иной физической природы.

### Литература

1. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах [Текст] / В.В. Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 263 с.
2. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст] / В.Г. Августинович, Ю.Н. Шмотин, А.П. Сипатов и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
3. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. [Текст] / Н. Кампти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
4. Киприч Т.В. Исследование методов и моделей обнаружения помпажных явлений в системе автоматического управления ГТД [Текст] / Т.В. Киприч, В.Н. Харитонов, В.И. Дубровин // Авиационно-космическая техника и технология: – 2008. – 9(56). – С. 206-210.
5. Leinhos D. Rotating Stall Inception with Inlet Distortion in the Low Pressure Compressor of a Turbofan Engine [Text]/D. Leinhos, B. Huss, L. Fottner. Proc. of the 19 Simp. Aircraft Integrated Monitor Systems/ Garmisch-Partenkirchen, 1998. – p. 347 – 366.
6. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики двигунів: моногр. [Текст] / Н.І. Бурау, Л.Л. Яцко, О.М. Павловський, Ю.В. Со-пілка. – К.: НАУ, 2012. – 152 с.

Поступила в редакцию 08.05.2014

### Ф. Мохаммадсадегі. Моделювання срывних і нестійких режимів роботи ступені осевого компрессора для діагностування його предпомпажного стану

*Обґрунтовано необхідність розробки і впровадження систем автоматичного регулювання запобігання помпажа осевого компрессора авіаційного ГТД. Розглянуто динаміку втрати газодинамічної стійкості рівня компрессора, приведені результати чисельного моделювання обтікання профілю пера лопатки на розрахункових і зривних режимах, виконані експериментальні дослідження по виявленню інформативних критеріїв виявлення предпомпажного режиму. Сформульовані основні напрями по розробці систем запобігання помпажа компрессору, головними з яких є виявлення ознаки зародження помпажа і розробка автоматичних систем його запобігання.*

**Ключові слова:** нестійка робота ГТД, осевий компрессор, помпаж, обертовий зрив, система запобігання помпажа.

### F. Mohammadsadeghi. Simulation of stalling and unsteady operating modes of axial compressor stage for detecting the state stall appears

*Paper addresses the problem of automatic control system improvement by integrating the antisurge algorithms for axial compressor of aircraft GTE. Paper considers the dynamic exhaustion of gas-dynamic stability of compressor stage, the results of numerical simulation of airflow flowing the airfoil at design and surge modes, the experimental researches to form the criteria that identify the compressor state right before falling into the surge. Authors formulated basic ways for developing the surge preventing systems. Basic ways are forming the algorithms that allow detecting the surge origination and the systems that implement the proposed algorithms.*

**Keywords:** Unstable operation of GTE, axial compressor, surge, rotation stall, surge preventing system.

УДК 621.452.322

**Ю.Б. НАЗАРЕНКО***Федеральное Государственное унитарное предприятие «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия*

## ОТСТРОЙКА РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТ РЕЗОНАНСА С ПОМОЩЬЮ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ ОПОРЫ

*Рассматривается метод отстройки роторов на критических частотах их вращения. Это достигается за счет установки упругого элемента на опоре трансмиссии с регулируемой жесткостью при вращении внутреннего или внешнего колец подшипника, на которое посажена упругая втулка, позволяющего изменять жесткостные характеристики опоры на разных частотах вращения роторов и смещать критические частоты вращения. Разработана методика установления частоты вращения ротора, при которой будет реализовываться изменение жесткости опоры и перестройка ротора по критическим частотам вращения.*

**Ключевые слова:** ротор, вал, опора ротора, роликовый подшипник, упругая втулка, критическая частота вращения, собственная частота колебаний ротора, синхронная, прецессия, жесткость.

### Введение

Одной из основных проблем надежности роторов газотурбинных двигателей является устранение резонанса при критических частотах вращения. Для решения этой проблемы обычно осуществляют отстройку роторов, при проведении которой смещают критические частоты вращения, т.е. выводят их из рабочего диапазона эксплуатации двигателей.

Смещение критических частот вращения роторов, при которых они теряют устойчивость, может быть осуществлено за счет изменения конструкции их вращающихся элементов: массовых, геометрических, жесткостных характеристик роторов и опор [1]. Однако внесение конструктивных изменений в создаваемые двигатели весьма затруднительно и практически не может быть осуществлено на эксплуатирующихся двигателях.

Гораздо более простым направлением управления критическими частотами является изменение жесткостей опор [2]. Однако управление критическими частотами эффективно может быть реализовано для одной критической частоты, а при эксплуатации двигателя таких частот в рабочем диапазоне его может быть несколько.

Обычно наиболее низкая критическая частота вращения роторов связана со скалочной формой колебаний, когда ротор совершает колебания без деформирования вала, а только за счет упругости опоры. Эта критическая частота, как правило, лежит ниже рабочего диапазона,

но она обязательно присуща ротору, например, в момент запуска двигателя.

Для безопасной работы двигателя данная частота должна быть как можно ниже, так как кинетическая энергия ротора в этом случае незначительна и последствия преодоления этой частоты будут минимальны.

Этого можно добиться за счет уменьшения жесткости опоры.

На более высоких оборотах ротора наблюдается его изгибная форма колебаний, которая представляет большую опасность для безопасности двигателя и желательно ее вывести из зоны рабочих частот ротора. Это можно добиться за счет увеличения жесткости опоры.

В [3] была предложена упруго-демпферная опора турбомшины, позволяющая изменять жесткость опоры при изменении осевой нагрузки ротора. Однако в процессе работы роторной машины осевая нагрузка меняется не только при изменении оборотов ротора, а также при изменении режимов полета (например, высоты и скорости). В этом случае изменение жесткости однозначно не связано с частотой вращения ротора, что снижает эффективность регулирования работы ротора на критических частотах.

### **1. Упругая опора с изменяющейся жесткостью в эксплуатации при изменении частоты вращения ротора**

Для повышения надежности работы и срока службы двигателя предлагается новая конструкция опоры, обеспечивающая регулирование

жесткости опоры в зависимости от частоты вращения ротора, что позволяет избежать резонансных колебаний на всех режимах эксплуатации двигателя [6].

Для решения этого вопроса при вращении внутреннего кольца подшипника и неподвижного внешнего, связанного со статором, устанавливается упругий элемент между валом ротора и внутренним кольцом подшипника.

Упругий элемент представляет собой втулку, в средней части которой выполнен центральный поясок, с радиальными выступами в направлении вала и внутреннего кольца подшипника, а по торцам имеющие пояски с выступами в одном направлении – в направлении вала (рис. 1).

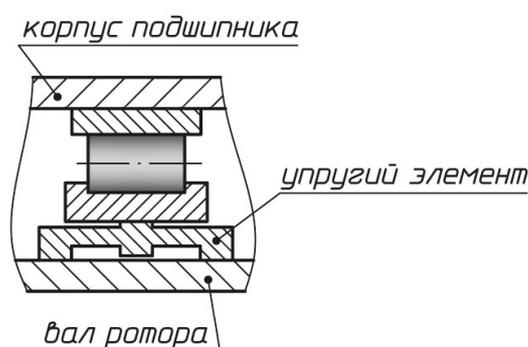


Рис. 1. Упругая втулка, изменяющая жесткость опоры в эксплуатации при разных частотах вращения ротора

Податливость втулки реализуется следующим образом. Так как центральный поясок втулки со стороны контакта его с валом ротора имеет больший радиус, чем выступы торцевых поясков, он в начальный момент времени имеет зазор с валом.

Радиальная нагрузка от вала ротора передается на торцевые пояски упругого элемента, а воспринимается через выступ центрального пояска внутренним кольцом подшипника, который через ролики, корпус подшипника и силовые элементы связан со статором и является абсолютно неподвижным.

При приложении радиальной нагрузки на торцевые пояски и при ограничении перемещений центрального пояска происходит упругое деформирование (изгиб) втулки в осевом направлении и тем самым реализуется ее податливость. Для увеличения податливости втулки по образующей ее поверхности между центральным пояском и торцевыми поясками равномерно выполнены прорезы, формирующие перемычки.

Так как на втулке выполнены прорезы то на изгиб работают только перемычки (рис. 2), обеспечивая необходимую податливость.

При работе регулируемой опоры в процессе вращения вала ротора податливость (обратная величина жесткости) опоры при малых частотах вращения складывается из податливости стандартного штатного упруго-демпферного и упругого элемента. В качестве штатного упруго-демпферного элемента обычно используют кольцо «Аллисона» или упругий элемент типа «беличье» колесо, которые устанавливаются между посадочным корпусом подшипника и силовыми стойками, передающими нагрузки от ротора на статор двигателя.

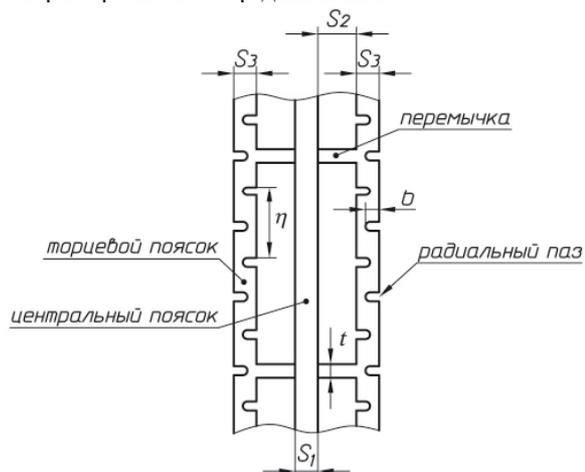


Рис. 2. Упругая втулка (вид снаружи)

Для реализации регулирования жесткости опоры при изменении частоты вращения втулка выполнена таким образом, что под действием центробежных сил радиальные перемещения торцевых поясков превышают перемещения центрального пояска.

В этом случае при определенной частоте вращения радиальная нагрузка от ротора на кольцо подшипника будет передаваться только через центральный поясок, и жесткость упругого элемента становится практически бесконечной. Жесткость опоры тогда будет определяться только жесткостью штатного упруго-демпферного элемента опоры.

При этом между валом и центральным пояском втулки будет зазор, который допустим. В практике эксплуатации газотурбинных двигателей имеет место монтаж подшипника с зазором.

Для реализации изменения жесткости втулки на его торцевых поясках выполняют радиальные пазы (рис. 2). В этом случае радиальное перемещение торцевых поясков будет происходить только за счет цельной части пояска, не ослабленной пазми, в то время как центробежные силы будут определяться всей массой пояска. Это позволяет регулировать радиальные перемещения.

**2. Определение частоты вращения ротора при изменении жесткости упругого элемента**

Радиальное полярно симметричное деформирование центрального и торцевых поясков без учета их влияния друг на друга будет определяться действием центробежных сил поясков и связанных с ним перемычек при их вращении. При этом влияние перемычек на центральный поясok и торцевые пояски примем равными половине центробежной силы перемычек (рис. 3).

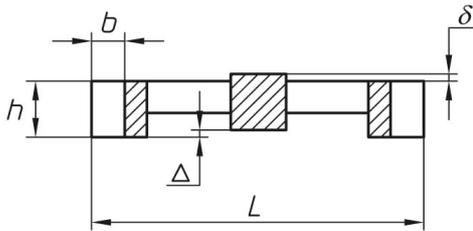


Рис. 3. Поперечное сечение втулки

Равномерное деформирование центрального пояaska определим приложив к кольцу погонную нагрузку от центробежных сил пояaska и всей длины перемычек (по половине с двух сторон)

$$g_1 = m_1 \cdot R \cdot \omega^2 + \frac{m_2 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 180}{\pi \cdot R \cdot \alpha} = \frac{(\pi \alpha \cdot m_1 R + 180 \cdot m_2) \cdot \omega^2}{\pi \cdot \alpha}, \quad (1)$$

где  $m_1$  – погонная масса центрального пояaska;  $m_2$  – масса перемычки;  $R$  – средний радиус втулки;  $\omega$  – круговая скорость вращения ротора;  $\alpha$  – угол между перемычками.

Определяя нормальные растягивающие силы в центральном пояске

$$N = g_1 \cdot R \quad (2)$$

и, используя закон Гука, окружные деформации

$$\varepsilon_\theta = \frac{g_1 \cdot R}{F_1 \cdot E}, \quad (3)$$

установим радиальное перемещение центрального пояaska под действием центробежных сил

$$\Delta R_1 = \varepsilon_\theta \cdot R = \frac{g_1 \cdot R^2}{F_1 \cdot E} = \frac{m_1 \cdot R^3 \omega^2}{F_1 \cdot E} + \frac{180 \cdot m_2 \cdot R^2 \omega^2}{\pi \cdot E \cdot F_1 \cdot \alpha} = \frac{R^2 \omega^2}{\pi \cdot E \cdot F_1 \cdot \alpha} \cdot [\pi \cdot m_1 R \cdot \alpha + 180 \cdot m_2], \quad (4)$$

где  $F_1$  – площадь поперечного сечения центрального пояaska.

При определении радиальных перемещений торцевых поясков рассмотрим случай, когда глубины пазов превышают половину ширины торцевого пояaska. Этот вариант представля-

ет наибольший интерес, так как жесткость поясков в окружном направлении существенно уменьшается, и соответственно радиальные перемещения будут возрастать.

Представим поясok в окружном направлении в виде упругого волнообразного элемента аппроксимируемого по синусоидальному закону с периодом равным шагу пазов в окружном направлении  $\eta$  (рис.4).

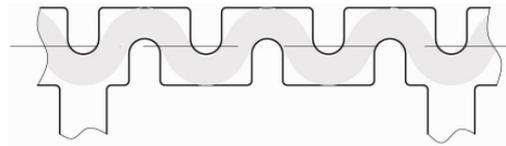


Рис. 4. Аппроксимация торцевого пояaska в виде волнообразного элемента.

Под действием центробежных сил в пояске в окружном направлении возникают растягивающие силы. Окружные деформации пояaska можно установить, если определить окружные перемещения одного звена волнообразного элемента [4].

Для определения деформирования пояaska в окружном направлении рассмотрим отдельно звено полукольца пояaska, которое можно представить в виде полукольца с одинаковой жесткостью, равной жесткости с шириной равной  $S_3 - b$  (рис. 2).

Для установления растягивающих усилий в торцевом пояске в окружном направлении определим радиальную погонную нагрузку от центробежных сил

$$g_3 = m_3 \cdot R \cdot \omega^2 + \frac{m_2 \cdot R \cdot \omega^2}{2} * \frac{360}{\alpha} * \frac{1}{2\pi R} = \frac{(\pi \alpha \cdot m_3 R + 90 \cdot m_2) \omega^2}{\pi \cdot \alpha}, \quad (5)$$

где  $m_3$  – погонная масса торцевого пояaska.

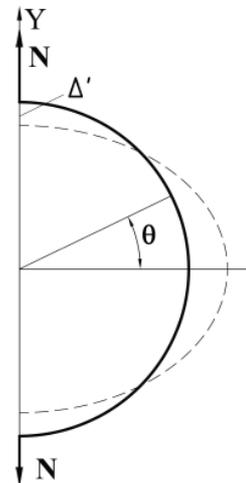


Рис. 5. Расчетная схема звена волнообразного пояaska при растяжении в окружном направлении

Нормальные растягивающие силы в торцевом пояске составят

$$N = g_3 \cdot R. \quad (6)$$

Изгибающие моменты при нагружении половины кольца двумя силами будут равны

$$M = N \cdot \rho \cdot \cos \theta, \quad (7)$$

где  $\rho$  – радиус полукольца волнового звена торцевого пояска,  $\rho = b/2$ .

Неравномерное деформирование полукольца под действием двух диаметральных сосредоточенных сил установим энергетическим методом, приравнивая работу внешних сил при перемещении контура кольца в окружном направлении от силы  $N$

$$A = N \cdot 2\Delta'. \quad (8)$$

Определяя потенциальную энергию половины кольца

$$U = 2 \int_0^{\pi/2} \frac{\rho^3 \cdot N^2 \cos^2 \theta d\theta}{2EJ} = \frac{0.785 \cdot \rho^3 \cdot N^2}{EJ}, \quad (9)$$

и приравнивая ее работе внешних сил (8), находим максимальное значение увеличения диаметра одного звена полукольца

$$\Delta = \frac{0.785 \cdot \rho^3 \cdot N}{EJ}, \quad (10)$$

где  $\Delta$  – растяжение одного звена полукольца,  $\Delta = 2\Delta'$ .

С учетом того, что таких элементов по периметру пояска будет

$$n = \frac{360}{\beta/2}, \quad (11)$$

удлинение пояска в окружном направлении составит

$$\Delta L = \frac{0.785 \cdot \rho^3 \cdot N}{E \cdot J} \cdot \frac{360}{\beta/2} = \frac{565.2 \cdot N \cdot \rho^3}{E \cdot J \cdot \beta}, \quad (12)$$

а окружная деформация будет равна

$$\varepsilon_\theta = \frac{\Delta L}{2\pi R} = \frac{88.95 \cdot \rho^3 \cdot N}{E \cdot J \cdot \beta \cdot R}, \quad (13)$$

где  $\beta$  – угловое расстояние между радиальными пазами с одной стороны торцевого пояска.

Радиальное перемещение пояска определится из выражения

$$\begin{aligned} \Delta R_3 = \Delta R_1 = \varepsilon_\theta \cdot R &= \frac{88.95 \cdot \rho^3 \cdot g_3 R}{E \cdot J \cdot \beta} = \\ &= \frac{89.95 \cdot \rho^3 R}{E \cdot J \cdot \beta} \cdot \frac{(\pi \alpha \cdot m_3 R + 90 \cdot m_2) \omega^2}{\pi \alpha}, \quad (14) \end{aligned}$$

где  $J$  – момент инерции волнового пояска  $J = h_3(S_3 - b)^3/12$ .

При определении момента инерции волнового пояска при изгибных деформациях под действием окружных растягивающих сил принималось во внимание, что основное влияние на деформации полукольца расчетного звена будет определяться сечением, расположенным под углом  $\theta = 0$  (рис.5).

Реализацию работы упругой опоры данной модификации рассмотрим на примере опоры с роликовым подшипником радиальным типоразмера 40×62×12 при максимальной частоте вращения внутреннего кольца 45000 об/мин.

Параметры упругой втулки (рис. 2): длина – 30 мм; толщина торцевых поясков –  $h = 3$  мм;  $S_3$  и  $S_1$  – длина (по оси) торцевых и центрального поясков – 5 и 4 мм; толщина (радиальная) и ширина (окружная) перемычек 2 и 3 мм при шаге перемычек 45°; глубина и ширина пазов 3 и 2 мм при шаге пазов – 15°. Причем смещение пазов на противоположных сторонах равно половине шага. Высота центрального пояска при параметре  $\delta = 0.2$  мм (рис. 3) составила 3.2 –  $\Delta$ . Зазор  $\Delta$  принимаем 10 мкм.

Расчет радиальных перемещений поясков при различной частоте вращения был произведен по предлагаемой методике и в программном комплексе «ANSYS».

Зависимость радиальных перемещений торцевых поясков относительно центрального при различных круговых скоростях вращения ротора представлена на рис.6.

При наличии зазора между центральным пояском и валом  $\Delta = 10$  мкм посадка центрального пояска на вал и изменение жесткости опоры по предлагаемой методике происходит при частоте вращения вала  $n = 68\%$  от максимальной частоты вращения, когда перемещение торцевых поясков 13.8 мкм превысит перемещение центрального пояска 3.3 мкм и первоначальный зазор.

Зазор, возникающий между валом и центральным пояском втулки можно компенсировать за счет применения втулки с меньшим коэффициентом линейного расширения, чем материала вала. Так при температуре втулки и вала 200 °С и разнице коэффициентов линейного расширения  $\Delta\alpha = 2.5 \cdot 10^{-6}$  [1/°С], радиальное сближение вала и втулки составит 10 мкм и зазор между ними будет ликвидирован.

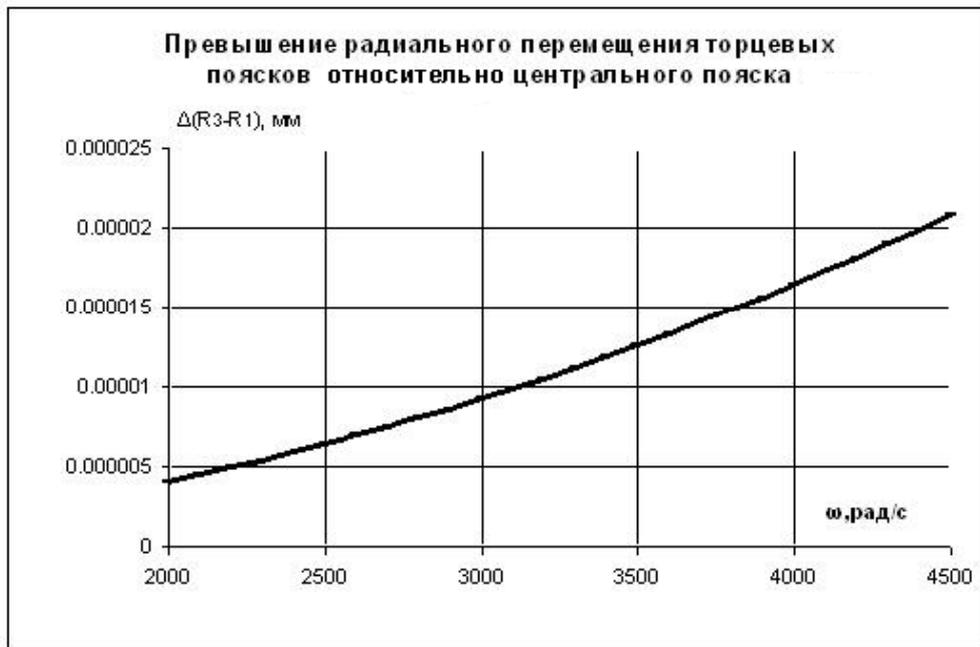


Рис. 6. Превышение радиального перемещения торцевых поясков относительно центрального пояска

Несмотря на хорошую сходимость теоретического и метода конечных элементов (3%) окончательное назначение параметров необходимо производить численными методами в программных комплексах «Ansys» или «Patran».

#### Выводы

Применение упругой втулки опоры ротора газотурбинного двигателя, изменяющей жесткость при вращении внутреннего или внешнего колец подшипника, на которое оно посажено, позволяет более эффективно регулировать (сместить) критические частоты вращения роторов и выводить их из рабочего диапазона, что позволяет повысить надежность работы двигателя, его безопасность и срок эксплуатации.

#### Литература

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Юсильевич.- М.: Машиностроение, 1979. – 431 с.

2. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст ]/ Д.В. Хронин.- М.: Машиностроение, 1970. – 411 с.

3. Патент РФ №2303143, кл. F01D25/16, 2007г.

4. Потапов А.Ю., Назаренко Ю.Б. Способ устранения проскальзывания роликов межвальных подшипников с помощью овализации кольца подшипника в эксплуатации [Текст]// Двигатель, №4, 2012. - С.14-17.

5. Назаренко Ю.Б., Потапов А.Ю. Новый подход к решению проблемы устранения проскальзывания слабонагруженных межвальных подшипников [Текст]// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ. - 2013. №10(107). - С. 216-219.

6. Патент №134992 Россия. Опора ротора газотурбинного двигателя/ Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов, А.С. Никитин, А.А. Добриневский, С.С. Лукелий. Опубл. 27.11.13г. Бюл. №33.

Поступила в редакцию 22.05.2014

#### Ю.Б. Назаренко. Відбудова роторів газотурбінних двигунів від резонансу за допомогою регулювання жорсткості опори

*Розглядається метод відбудови роторів на критичних частотах їх обертання. Це досягається за рахунок установки пружного елемента на опорі трансмісії з регульованою жорсткістю при обертанні внутрішнього або зовнішнього кільця підшипника, на який посаджена пружна втулка, що дозволяє змінювати жорсткісні характеристики опори на різних частотах обертання роторів і зміщувати критичні частоти обертання. Розроблено методіку встановлення частоти обертання ротора, при якій буде реалізовуватися зміна жорсткості опори і перебудова ротора по критичних частотах обертання.*

**Ключові слова:** ротор, вал, опора, роликовий підшипник, пружний елемент, критична частота обертання, власна частота коливань ротора, регулярна синхронна прецесія, жорсткість.

**Yu.B. Nazarenko. Avoidance of resonance with rotor's critical revolution frequency in case of elliptic trajectory of bearing shaft axis revolution on support bearing**

*The method of rotors regulation in case of their critical revolution frequency is presented. It can be done by location an elastic element on transmission support bearing with adjustable stiffness for rotate inner or outer rings of bearing on that place elastic hub which allows to change stiff characteristics of the support bearing in case of different revolution frequency. The technique of establishment the rotor revolution frequency at which will be incarnate the changes in rigidity of the support bearing is developed.*

**Key words:** rotor, bearing shaft, rotor support bearing, roller bearing, elastic bush, critical revolution frequency of the rotor, self-resonant frequency of the rotor, synchronous precession, stiffness.

УДК 621.165

А.В. РУСАНОВ, А.И. КОСЬЯНОВА, Д.Ю. КОСЬЯНОВ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОТСЕКЕ ЦВД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5

Представлены результаты численного исследования пространственного вязкого турбулентного течения пара в отсеке проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5, состоящем из регулирующей ступени и уравнительной камеры, на номинальном режиме работы турбины. Показано неравномерное распределение нагрузки в рабочем колесе регулирующей ступени. Выполнена оценка неравномерности полного давления, температуры и тангенциального угла в абсолютном движении в различных сечениях уравнительной камеры. Приведено значение потерь полного давления в камере.

**Ключевые слова:** проточная часть, трехмерное вязкое течение, регулирующая ступень, уравнительная камера.

### Введение

По прогнозным данным доля тепловой энергетики Украины в общем объеме производства электроэнергии на период до 2030 года составит около 40% [1]. Анализ состояния ТЭС показывает, что существует необходимость замены или модернизации большей части энергоблоков. Для этих целей может быть использована разработанная предприятием ВАТ «Турбоатом» паровая турбина К-325-23,5, регулирование мощности которой выполняется с помощью соплового парораспределения. Дальнейшее повышение эффективности этой турбины возможно за счет совершенствования отсека, состоящего из регулирующей ступени и первой ступени давления [2].

При работе регулирующей ступени возникает существенная окружная неравномерность потока, влияние которой распространяется на эффективность последующей ступени и цилиндра высокого давления (ЦВД) в целом [3].

Для определения направлений газодинамического совершенствования отсека регулирующей ступени необходимо изучение пространственной структуры турбулентного потока [3–5], в том числе с использованием методов математического моделирования [6].

В статье представлены результаты численного исследования трехмерного течения пара в отсеке регулирующей ступени на номинальном режиме работы турбины, а также определена степень неравномерности потока в ней. Определены потери полного давления в уравнительной камере. Показано, что даже для номинального режима работы существует значительная неравномерность нагруженности рабочего колеса регулирующей ступени. Выполнена оценка степени неравномерности потока в различных сечениях уравнительной камеры.

### 1. Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

В качестве объекта исследования рассмотрен отсек ЦВД паровой турбины К-325-23,5, состоящий из регулирующей ступени (НА1, РК1), уравнительной камеры и первой ступени давления (НА2, РК2), описание которых представлено в работе [2] (рис. 1, 2).

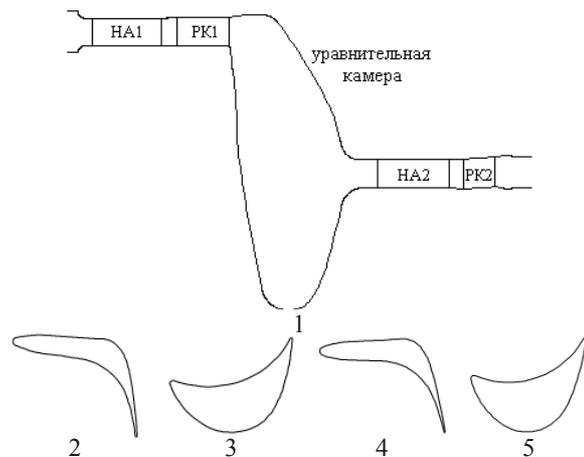


Рис. 1. Исследуемая проточная часть:  
1 — меридиональное сечение; 2 — НА регулирующей ступени; 3 — РК регулирующей ступени;  
4 — НА первой ступени давления; 5 — РК первой ступени давления



Рис. 2. Пространственный вид расчетной области

Основные геометрические характеристики ступеней приведены в табл. 1. Для регулирования режима работы используется парциальный подвод пара через 4 одинаковые сопловые коробки, расположенные перед первой ступенью ЦВД (рис. 3). На номинальном режиме работы пар подается через все коробки, что соответствует режиму с парциальностью  $\varepsilon = 0.8$ . Учитывая периодичность по геометрическим и режимным параметрам в первой ступени, выполнено упрощение задачи. В результате расчетная область составлена из каналов одной сопловой коробки (13 открытых каналов, соответствующих парциальности 0.2, и закрытая часть), а также 18 каналов РК1. Для более

корректного моделирования распределения параметров в камере смешения дополнительно учтена вторая ступень (по одному каналу НА2 и РК2).

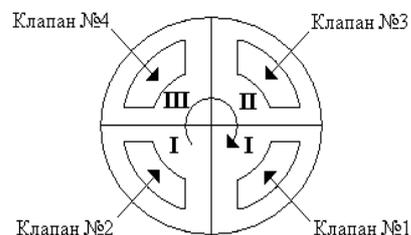


Рис. 3. Схема подвода пара

Таблица 1

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА1	РК1	НА2	РК2
$l/b$ (на $D_{cp}$ )	0,468 <sup>1)</sup>	0,577	0,491 <sup>1)</sup>	0,977
$D_{cp}$ , м	1,182	1,183	0,8645	0,8675
$t/b$ (на $D_{cp}$ )	0,893 <sup>1)</sup>	0,894	0,732 <sup>1)</sup>	0,885
$D/l$	39,4	35,8	27,4	25,9
$Z$ , шт.	52 <sup>2)</sup>	72	58	90
$\alpha_{1эф}$ , $\beta_{2эф}$ (на $D_{cp}$ ), градус	9,85	16,97	12,68	19,7

1) Рассчитано по величине хорды «исходного» профиля ( $b = 64,1$  мм).

2) Степень парциальности 0,8.

Численное исследование проведено с помощью математической модели трехмерного турбулентного течения пара, которая обладает необходимой достоверностью получаемых результатов, как по качественной структуре потока, так и по количественной оценке аэродинамических характеристик проточных частей турбомашин [6–8].

Расчеты выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 8,73 млн ячеек при условиях, соответствующих номинальному режиму работы турбины: частота вращения ротора – 3000 об/мин; полная температура на входе – 535,809 °С; полное давление на входе – 22,82 МПа; статическое давление на выходе – 18,783 МПа.

При моделировании нестационарного течения пара в первой ступени учитывается взаимное положение НА1 и РК1 в каждый момент времени. Передача параметров пара между первой и второй ступенью происходит в области перед НА2 и основана на процедуре осреднения в окружном направлении, что соответствует квазистационарной постановке задачи для второй ступени.

## 2. Численные результаты

На рис. 4, 5 и 6 представлены распределения в окружном направлении полного давления  $P^*$  и температуры  $T^*$ , а также тангенциального угла  $\alpha$  в абсолютном движении в сечениях уравнительной камеры, отличающихся удалением от выходной кромки РК1 (в процентах ширины рабочего колеса).

Все значения соответствуют фиксированному моменту времени. Видно, что след от закрытой части клапанной коробки наиболее проявляется в диапазоне  $50^\circ - 90^\circ$  в сечении 14,4% уравнительной камеры (рис. 4–6).

По мере продвижения вниз по потоку окружная неравномерность уменьшается. На рис. 7 и 8 представлено изменение параметров потока по длине уравнительной камеры. Потери полного давления на данном участке определяются по формуле [3]:

$$\Delta P = \frac{P_{вх}^* - P_{вых}^*}{P_{вх}^*} \cdot 100\% = 0,667\%,$$

где  $P_{вх}^*$ ,  $P_{вых}^*$  – значения на выходе из РК1 (сечение 14,4%) и на входе в НА2 (слой 838,5%), осредненные по расходу, МПа.

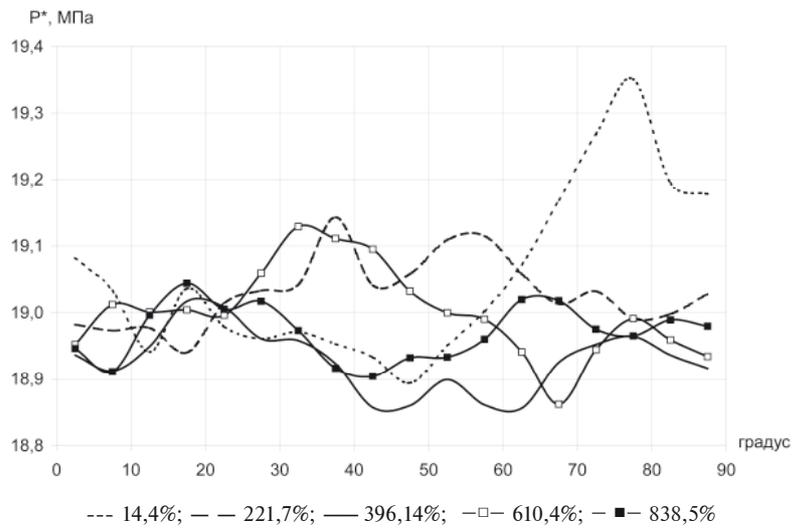


Рис. 4. Распределение  $P^*$  в окружном направлении

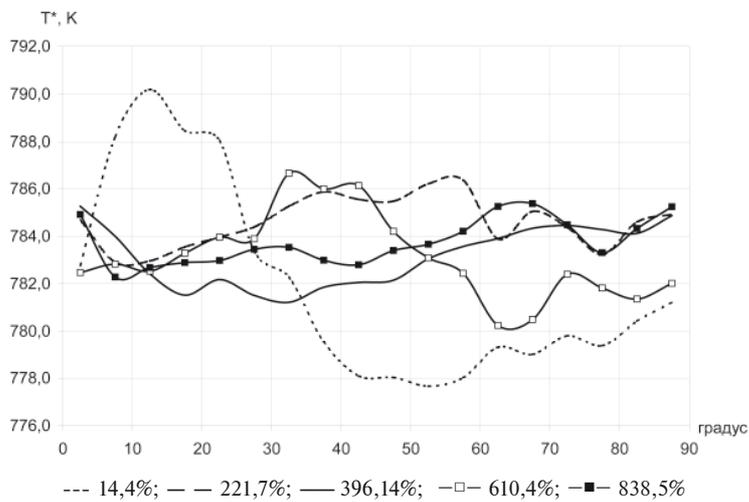


Рис. 5. Распределение  $T^*$  в окружном направлении

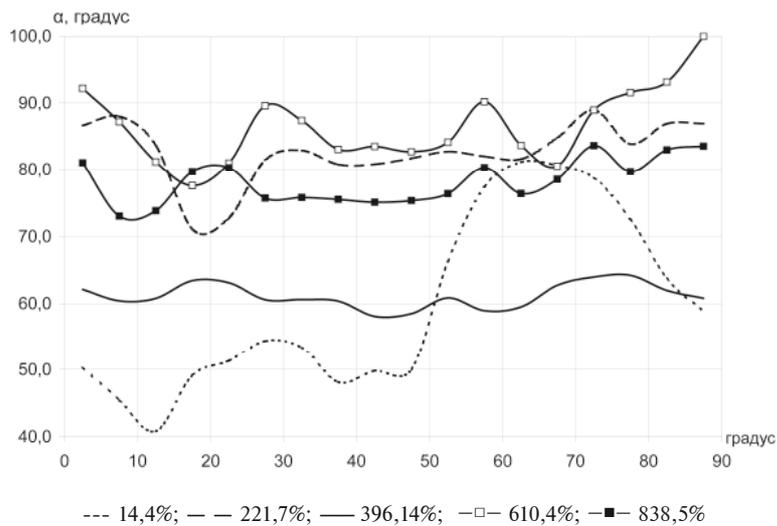


Рис. 6. Распределение  $\alpha$  в окружном направлении

Локальные максимумы мгновенных потерь полного давления (рис. 7) связаны с нестационарными процессами в РК1 и уравнильной

камере. Средний угол натекания на НА2 совпадает с углом, формируемым перед входом в уравнильную камеру (рис. 8).

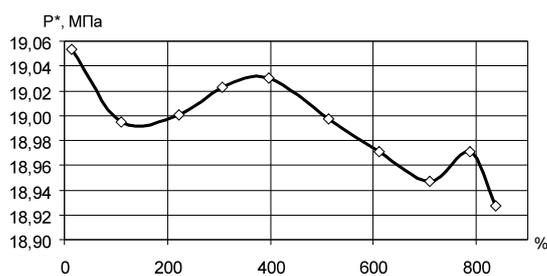


Рис. 7. Распределение  $P^*$  по длине уравнильной камеры

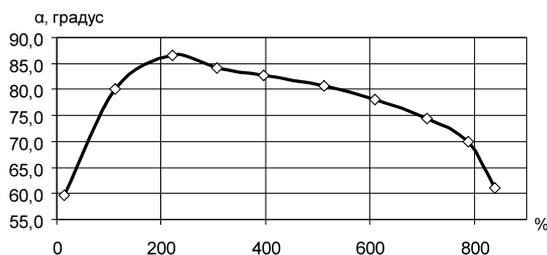


Рис. 8. Распределение  $\alpha$  по длине уравнильной камеры

На рис. 9 и 10 сплошной линией изображены распределения  $P^*$  по высоте канала в сечениях на входе и выходе уравнильной камеры, построенные по осредненным в окружном направлении данным. Также отмечены диапазоны отклонения от среднего значения в представленных сечениях.

Из рис. 10 видно влияние конфузурности канала перед НА2 на выравнивание распределения  $P^*$  по высоте. Максимальные отклонения от среднего значения сосредоточены в прикорневой области.

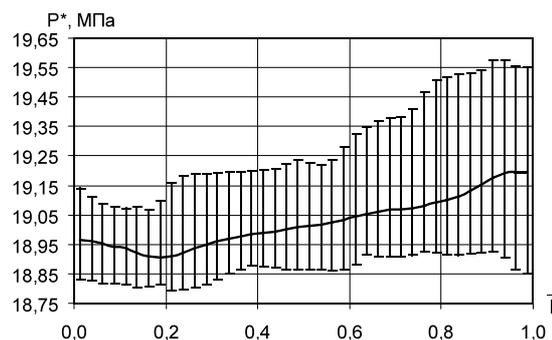


Рис. 9. Распределение  $P^*$  по высоте за РК1

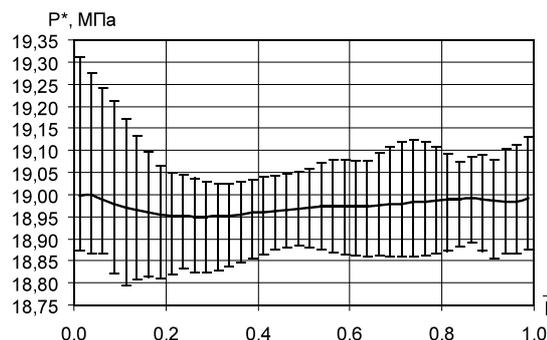
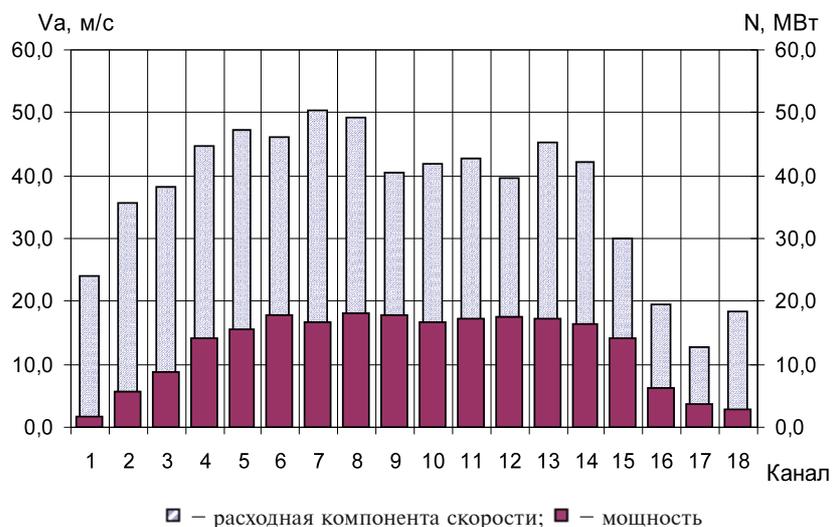


Рис. 10. Распределение  $P^*$  по высоте перед НА2

На рис. 11 представлена неравномерность в окружном направлении нагруженности РК регулирующей ступени и распределения радиальной компоненты скорости за ним.

Прослеживается корреляция рассмотренных величин. Влияние зоны неактивной части НА1 распространяется на 5–6 каналов РК1 и сопровождается существенными вторичными течениями (рис. 12).



□ – расходная компонента скорости; ■ – мощность

Рис. 11. Неравномерность нагруженности РК1

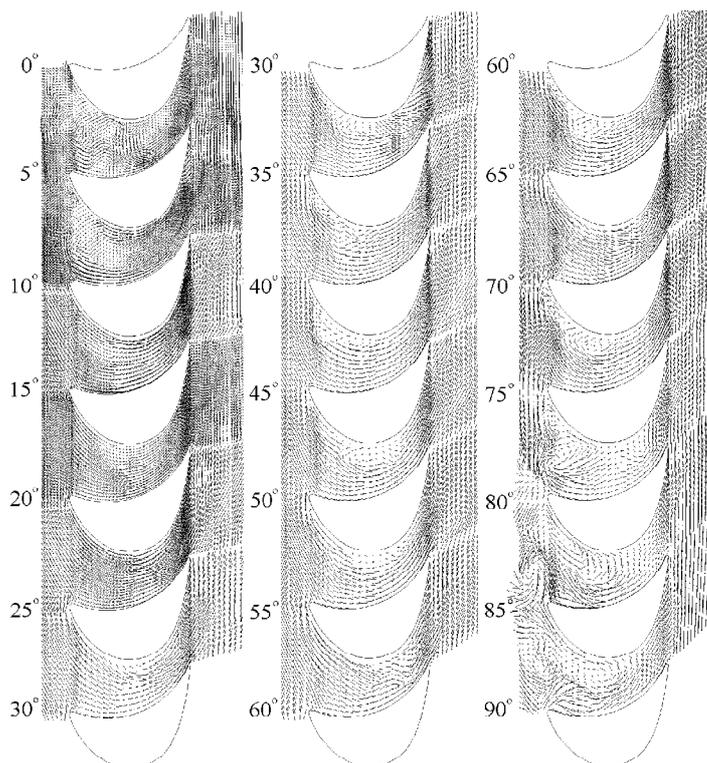


Рис. 12. Векторы скорости в среднем сечении канала РК регулирующей ступени

В таблице 2 приведены коэффициенты неравномерности полного давления, полной температуры и тангенциального угла в абсолютном движении, определяемые из соотношения

$$\Phi_F = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{F_{\max} + F_{\min}} \cdot 100\% ,$$

где  $F_{\max}$ ,  $F_{\min}$  – максимальное и минимальное значения величины  $F$  в заданном сечении.

Неравномерность полного давления и температуры в абсолютном движении значительно уменьшается (до трех раз) по сравнению со значениями за РК1. Наибольшее влияние уравнивающей камеры наблюдается на распределение тангенциального угла в абсолютном движении (до шести раз).

Таблица 2

Коэффициенты неравномерности

Слой, % ширины РК1	$\Phi_{p*}$	$\Phi_{T*}$	$\Phi_{\alpha}$
14,41	1,195	0,799	33,045
110,88	0,797	0,574	14,311
221,68	0,703	0,409	12,608
307,62	0,685	0,326	14,864
396,14	0,533	0,220	11,157
512,83	0,368	0,196	8,562
610,44	0,369	0,197	6,745
708,76	0,409	0,220	5,655
787,26	0,438	0,254	5,932
838,48	0,425	0,258	5,020

### Заключение

Проведенные исследования показали наличие окружной неравномерности в распре-

делениях параметров потока в регулирующей ступени и уравнивающей камере, а также неравномерность нагруженности РК1 на номинальном режиме работы. При прохождении

камеры коэффициент неравномерности для полного давления и температуры в абсолютном движении значительно уменьшается (до трех раз), а для тангенциального угла – до шести раз. В дальнейших работах планируется исследование структуры потока на режимах работы, соответствующих меньшим значениям парциальности, а также возможных способов совершенствования конструктивных элементов, обеспечивающих парциальный подвод пара.

#### Литература

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс] / КМ України. – 2006. – 166 с. – Режим доступу: <http://eircenter.com/ua-analitika/energetichna-strategiya-ukrayini-na-period-do-2030-r-proekt>.
2. Русанов А.В. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока [Текст] / А.В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2010. – №3. – С. 12-18.
3. Численное исследование эффективности уравнительной камеры за регулирующей ступенью на разных режимах работы / Бойко А. В., Усатый А. П., Авдеева Е. П. // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2014. – №1(1044). – С. 6-11.

4. Оценка влияния межвенцового зазора на эффективность регулирующей ступени на переменном режиме / Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н., Усатый А. П., Авдеева Е. П. // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2012. – №7. – С. 49-53.

5. Фичорьяк О.М. Исследование и разработка способов повышения эффективности работы мощных теплофикационных турбин: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» / Фичорьяк Ольга Михайловна; Московский энергетический институт (ТУ). – Москва, 2007. – 20 с.

6. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

7. А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов; Державне агентство України з авторських та суміжних прав. – ПА №77; опубл. 19.02.96. – 1 с.

8. Lampart P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63-70.

Поступила в редакцию 12.06.2014

#### **А.В. Русанов, А.И. Косьянова, Д.Ю. Косьянов. Дослідження структури потоку в регулюючому відсіку ЦВД парової турбіни К-325-23,5**

*Представлено результати чисельного дослідження просторової в'язкої турбулентної течії в проточній частині відсіку проточної частини ЦВД парової турбіни К-325-23,5, що складається з регулюючого ступеня та вирівнюючої камери, на номінальному режимі роботи турбіни. Наведено нерівномірний розподіл навантажень в робочому колесі регулюючого ступеня. Виконано оцінювання нерівномірності повного тиску, температури та тангенціального кута в абсолютному русі в різних перерізах вирівнюючої камери. Отримано рівень втрат повного тиску вздовж камери.*

**Ключові слова:** проточна частина, тривимірна в'язка течія, регулюючий ступінь, вирівнююча камера.

#### **A.V. Rusanov, A.I. Kosianova, D.Yu. Kosianov. Research of stream flow structure in regulative compartment of the HPC of steam turbine K-325-23,5**

*The results of numerical research of spatial viscous turbulent flow in flow part of the control stage and equalizing chamber of the high-pressure cylinder of steam turbine K-325-23,5 on nominal operating mode are presented. The estimation of the non-uniformity of total pressure, temperature and tangential angle in absolute motion in different sections of the equalizing chamber is shown. The distribution of non-uniform load in the impeller of control stage is shown. Value of the total pressure losses in the chamber is presented.*

**Key words:** flow part, three-dimensional viscous flow, the control stage, equalizing chamber.

УДК 629.735.33

В.І. РЯБКОВ, Д.В. ТІНЯКОВ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», Україна

## ЗАЛЕЖНІСТЬ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛІТАКА ВІД ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НЕСУЧИХ ПОВЕРХОНЬ

Для етапу попереднього проектування досліджено можливість визначення паливної ефективності силової установки літака транспортної категорії залежно від геометричних параметрів його системи несучих поверхонь, сформованих на основі їх оптимізації за окремими критеріями аеродинамічної ефективності. Отримано і кількісно оцінено залежність кілометрової витрати палива дозвукового літака для горизонтального усталеного польоту, коли тяга двигуна дорівнює лобовому опору в горизонтальному польоті. Виявлено, що кілометрову витрату палива можна виразити через окремі критерії аеродинамічної ефективності – коефіцієнти форми крила і мінімального індуктивного опору.

**Ключові слова:** геометричні параметри крила, окремі критерії, силова установка, витрата палива, аеродинамічна якість.

### Вступ

Удосконалення авіаційної інженерії веде до зростання ефективності силових установок (СУ) літальних апаратів (ЛА). Але розроблення нових СУ для ЛА довгостроковий і трудомісткий процес. У той же час створення нових проектів ЛА або їх модифікація відбуваються практично щороку. Ув'язування характеристик СУ та геометричних параметрів планера – це основна складова успішної експлуатації ЛА [1].

Основну роль у формуванні геометричних параметрів ЛА, що має оптимальні характеристики конкурентоспроможності, відіграє система несучих поверхонь – це система, що складається з крила і оперення. Саме раціональність геометричних параметрів цієї системи найчастіше визначає ефективність експлуатації ЛА нарівні з характеристиками СУ.

У зв'язку з цим вирішення задачі з оптимізації геометричних параметрів системи несучих поверхонь з урахуванням особливостей заданої СУ на етапі створення модифікацій ЛА є актуальним.

Крім того, досконалості форм несучих поверхонь завжди приділяли пріоритетну увагу, оскільки вони мають вирішальний вплив як на льотні характеристики, так і на показники економічної ефективності літака [2].

За основу пропонується взяти метод (рис. 1), запропонований в роботі [3]. Цей метод формування геометричних параметрів несучих поверхонь можна використовувати на етапі як попереднього проектування, так і створення модифікацій ЛА. Метод оснований на використанні окремих критеріїв аеродинамічної

ефективності системи несучих поверхонь:

- рівності коефіцієнтів форм трапецієподібного і еліптичного крил –  $K_{\text{фм}} = K_{\text{фе}}$ ;
- мінімальній величині коефіцієнта зростання індуктивного опору –  $B_{\text{м}} = B_{\text{мін}}$ ;
- мінімальній потрібній площі агрегатів хвостового оперення –  $S_{\text{хв.о}} \rightarrow \text{мін}$ .

Величина  $K_{\text{фм}}$  залежить від геометричних параметрів крила, його компонування з фюзеляжем і двигунами, розташованими по його розмаху. В роботі [4] показано, що це приводить першу умову до вигляду

$$K_{\text{фм}}(S_{\text{эф}}, \eta_{\text{м}}, \bar{S}_{\text{н}}, \bar{z}_{\text{нм}}) = K_{\text{фе}}, \quad (1)$$

де  $S_{\text{эф}}$ ,  $\eta$  – ефективна площа і сумарне звуження крила;

$\bar{S}_{\text{н}}$ ,  $\bar{z}_{\text{нм}}$  – відносна площа напливів і відносна координата зламів складеного крила.

Разом із тим підібрані за критерієм (1) геометричні параметри трапецієподібного крила не завжди забезпечують еліптичний закон розподілу циркуляції швидкостей, тобто мінімально можливу величину індуктивного опору

$$C_{\text{xi}} = AC_{\text{y}}^2 \rightarrow \text{мін}, \quad (2)$$

де  $C_{\text{xi}}$  – індуктивний опір крила;

$A$  – аеродинамічний коефіцієнт;

$C_{\text{y}}$  – коефіцієнт піднімальної сили.

Для реалізації умови (2) і служить другий [4] окремий критерій

$$B_{\text{м}}(\eta_{\text{м}}, \bar{z}_{\text{ні}}, \lambda_{\text{эф}}, \bar{\varepsilon}_1^0(z_i)) = B_{\text{мін}}, \quad (3)$$

де  $\lambda_{\text{эф}}$  – ефективне подовження крила в системі несучих поверхонь літака, за яким (при вибра-

них за критерієм (1) геометричних параметрах трапецієподібного крила) можна визначити потрібні кути геометричного скручення місцевих хорд  $\bar{\varepsilon}_i^0(z_i)$ , які забезпечують трапецієподібному крилу еліптичний закон розподілу циркуляцій швидкостей за його розмахом [5, 6], що в максимальному ступені відповідає умові (2).

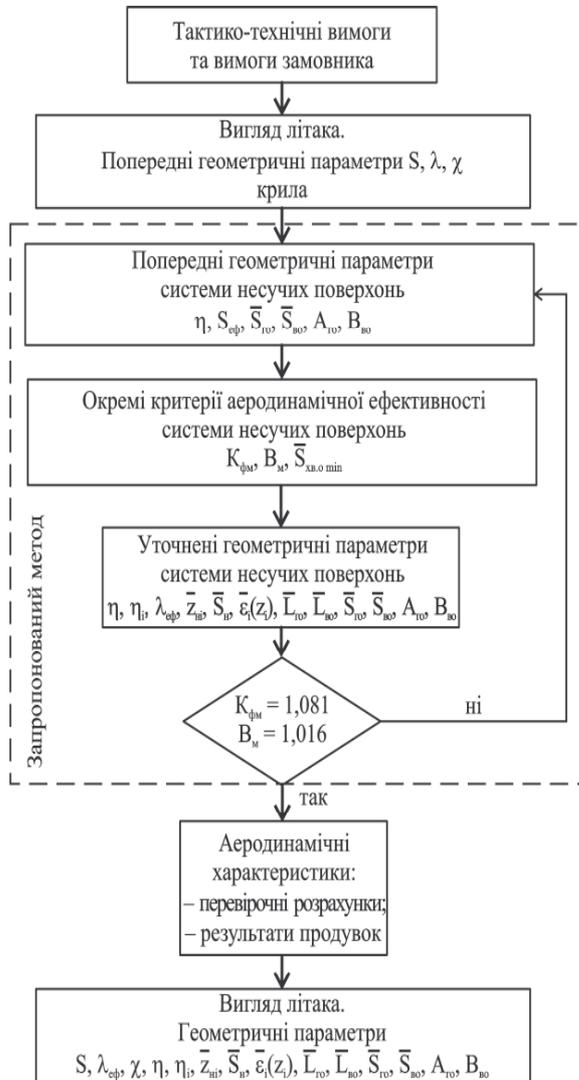


Рис. 1. Схема методу формування геометричних параметрів несучих поверхонь літака транспортної категорії за окремими критеріями і інтегральними показниками його ефективності [4]

Однією з найважливіших характеристик ефективності СУ ЛА є кілометрова витрата палива. Під час горизонтального усталеного польоту, коли тяга двигуна дорівнює лобовому опору літака у горизонтальному польоті, кілометрова витрата оцінюється виразом [4]

$$q = \frac{C_{\text{пит}} \cdot m \cdot g}{3,6 \cdot V \cdot K}, \quad (4)$$

де  $m$  – маса літака;

$C_{\text{пит}}$  – питома часова витрата палива;

$V$  – швидкість польоту;

$K$  – аеродинамічна якість.

### Постановка задач дослідження

Умова (4) є визначальним критерієм для оцінювання економічної ефективності СУ у крейсерському режимі польоту літака. Як видно, кілометрова витрата палива залежить від декількох параметрів. Одним із них є  $C_{\text{пит}}$  – характеристика безпосередньо двигуна.

Для крейсерського усталеного польоту можна прийняти  $V = V_{\text{крейс}}$ .

А ось величина аеродинамічної якості  $K$  значною мірою залежить від геометрії системи несучих поверхонь.

З урахуванням усього сказаного вище метою даної роботи є визначення залежності паливної ефективності СУ літака транспортної категорії від модифікаційних змін геометричних параметрів системи несучих поверхонь, які сформовані на основі критеріїв (1) і (3).

### Рішення поставлених задач

Одним із найбільш важливих параметрів літака як ЛА є аеродинамічна якість його несучих поверхонь і літака у цілому. Вона не тільки виступає як фактор досконалості вигляду, але й впливає на багато найбільш важливих показників конкурентоспроможності літака, таких, як його крейсерська швидкість, дальність польоту при заданій величині комерційного навантаження, паливна ефективність і т.ін.

Аеродинамічна якість (як добре відомо) визначається відношенням коефіцієнта піднімальної сили  $C_y$  до коефіцієнта лобового опору  $C_x$ , яке, в свою чергу, визначається сумою

$$C_x = C_{x0} + C_{xi}, \quad (5)$$

де  $C_{x0}$  – коефіцієнт профільного і шкідливого

опору при  $C_y = 0$ , а  $C_{xi} = AC_y^2$  – коефіцієнт індуктивного опору.

При постійному числі  $M$  польоту у широкому діапазоні кутів атаки  $A = \text{const}$ . У цих умовах справедливим є рівняння [7]

$$C_x = C_{x0} + AC_y^2. \quad (6)$$

Коефіцієнт  $A$ , що визначає  $C_{xi}$  на дозволених швидкостях, обернено пропорційний ефективному подовженню крила:

$$A = \frac{1}{\pi \lambda_{\text{эф}}}. \quad (7)$$

Відомо [8], що максимальна величина аеродинамічної якості  $K_{\text{max}}$  досягається при

$C_{x_0} = C_{x_i}$ . Тому, зменшуючи  $C_{x_0}$ , для отримання найбільшого ефекту, слід зменшувати і  $C_{x_i}$ . Цього можна досягти двома способами:

- збільшенням подовження крила  $\lambda$ , що не завжди може бути виправдано, оскільки пов'язано зі значним зростанням маси крила;
- збільшенням площі крила  $S$ , тобто зменшенням питомого навантаження на крило.

Другий шлях більш ефективний, оскільки знижує потрібне значення  $C_y$ , і пов'язаний з меншим збільшенням маси крила. Застосування цього способу є переважним і розглядається частіше.

Розглянемо третій шлях, пов'язаний з вибором геометричних параметрів системи несучих поверхонь «крило + оперення» за окремими критеріями її ефективності  $K_{фм}$  і  $B_M$ , в основі яких лежить мінімальна величина її індуктивного опору.

З умови рівності  $C_{x_0} = C_{x_i}$  випливає, що

$$K_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{AC_{x_0}}} \quad (8)$$

З іншого боку, величину максимального аеродинамічного якості можна виразити і через коефіцієнт  $D$

$$K_{max} = \frac{1}{2\sqrt{DC_{x_0} - A}} \quad (9)$$

де  $D = \frac{B_M}{\pi\lambda_{эф}}$ .

Зурахуванням таких значень  $D$  і  $A$  коефіцієнт аеродинамічної якості запишемо у вигляді виразу

$$K = \frac{C_{ум}}{C_{x_0} + DC_{ум}^2 - AC_{ум}} \quad (10)$$

Величину  $C_{x_0}$ , що входить у (6), знайдемо зі співвідношення (9)

$$C_{x_0} = \frac{1 + 4K_{max}^2 A}{4K_{max}^2 D} \quad (11)$$

Якщо у вираз (10) підставити отримані значення коефіцієнтів  $A$ ,  $D$ ,  $C_{x_0}$  і врахувати, що  $C_{ум} = K_{фм} C_y$ , то залежність (10) для визначення аеродинамічної якості набере вигляду

$$K_{крейс} = \frac{\pi\lambda_{эф} 4K_{max}^2 B_M K_{фм} C_y}{(\pi^2\lambda_{эф}^2 + 4K_{max}^2)(\pi\lambda_{эф} + B_M K_{фм}^2 C_y^2 - K_{фм} C_y)} \quad (12)$$

Слід також урахувати, що за умови  $C_{x_i} \min$  параметри системи «крило + оперення» оцінюються залежністю

$$\lambda_{эф} = K_{фм} \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}} \quad (12)$$

З урахуванням (12) аеродинамічну якість системи несучих поверхонь слід визначати за співвідношенням

$$K_{крейс} = K_{фм}^2 B_M \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}} \frac{4\pi K_{max}^2 C_y}{(\pi^2 K_{фм}^2 \frac{A_{го}^2 L_{го}^2}{B_{во}^2 L_{го}^2} + 4K_{max}^2)} \times \frac{1}{(\pi K_{фм} \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}} + B_M K_{фм}^2 C_y^2 - K_{фм} C_y)} \quad (13)$$

Як бачимо, на величину  $K_{крейс}$  впливають не тільки  $K_{max}$  і  $C_y$ , але й параметри системи несучих поверхонь ( $A_{го}$ ,  $B_{во}$ ,  $L_{го}$ ,  $L_{во}$ ,  $K_{фм}$ ,  $B_M$ ).

Таким чином, на основі виразу (13) можна оцінити вплив як коефіцієнтів  $K_{фм}$  і  $B_M$ , так і кожного з геометричних параметрів окремо на величину аеродинамічної якості.

Розглянемо вплив різних геометричних параметрів системи несучих поверхонь на  $K_{крейс}$ .

Вплив одного з таких параметрів – звуження крила, з яким пов'язані коефіцієнти  $K_{фм}$  і  $B_M$ , в поєднанні з таким параметром, як координата його зламу, наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку аеродинамічної якості літака  $K_{крейс}$  на крейсерському режимі польоту при різних значеннях звуження і кута стрілоподібності крила

$\chi_{ПК}, ^\circ$	$\eta = 2,0$	$\eta = 2,5$	$\eta = 3,0$	$\eta = 3,5$	$\eta = 4,0$
26	17,95	18,08	18,18	18,15	18,04
28	17,87	17,96	18,03	17,95	17,84
32	17,63	17,77	17,82	17,73	17,62

На рис.2 показано зміну  $K$  від двох параметрів – звуження і стрілоподібності крила по передній крайці.

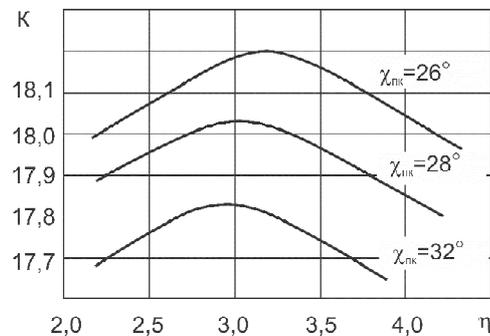


Рис. 2. Вплив звуження й кута стрілоподібності на передній крайці крила на аеродинамічну якість на крейсерському режимі польоту при  $\lambda = 8,5$

Як бачимо, змінюючи геометричні параметри крила  $K_{фм}$  за рахунок звуження  $\eta$  і координати зламу  $\bar{z}_н$  складеного крила, можна підвищити аеродинамічну якість на крейсерському режимі польоту на 78%.

Якщо ж скористатися дослідженнями, наведеними в [9] за вибором геометричних параметрів системи несучих поверхонь за окремими критеріями  $K_{фм}$  і  $B_m$ , то з урахуванням виразу (13) можна кількісно оцінити вплив геометрії всієї системи несучих поверхонь на аеродинамічну якість на крейсерському режимі польоту.

Політ на крейсерській швидкості здійснюється, як правило, з постійним значенням  $C_y$ , і тому це значення можна одержати за такою залежністю [10]:

$$V_{крейс} = \sqrt{\frac{2P_n}{C_x S_{эф} \rho}} \lambda_{эф}. \quad (14)$$

З урахуванням визначення  $\lambda_{эф}$  у системі несучих поверхонь за виразом (12) отримуємо

$$V_{крейс} = \sqrt{\frac{2P_n}{C_x S_{эф} \rho}} K_{фм} \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}}, \quad (15)$$

де  $P_n$  – наявна тяга двигунів;

$\rho$  – питома навантаження на крило.

Аналіз залежності (4) і параметрів, які входять до неї, показує, що  $V$  обернено пропорційна  $\lambda_{эф}^{1/4}$ , а  $K$  прямо пропорційно  $\lambda_{эф}^{1/2}$  й обернено пропорційно  $c_{x_0}^{1/2}$ . Тому для дозвукових літаків при тому самому підвищенні якості за рахунок  $C_{хо}$  й  $\lambda_{эф}$  буде більш вигідно з погляду  $q_{min}$  підвищення  $K$ , викликаного зменшенням  $C_{xi}$ , а не збільшенням  $\lambda_{эф}$ .

У цьому випадку

$$q = \frac{m \cdot C_{пит}}{3,6 \cdot K \cdot V_{крейс}}. \quad (16)$$

Слід мати на увазі, що величини аеродинамічної якості  $K_{крейс}$  і крейсерської швидкості  $V_{крейс}$ , що входять у вираз (16), необхідно подати з урахуванням виразів (13) і (15), що дає можливість оцінити величину паливної ефективності літака транспортної категорії з урахуванням геометричних особливостей його несучих поверхонь, оскільки й  $K_{фм}$ , і  $B_m$  є функціями їх геометричних параметрів.

З урахуванням такої взаємозалежності на рис. 3 показано вплив узагальненого параметра системи несучих поверхонь  $K_{фм} \cdot \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}}$

на паливну ефективність літака транспортної категорії з  $m_0 = 45$  т і двома ТРДД.

Як бачимо, узагальнений параметр системи несучих поверхонь впливає на паливну ефективність літака. Збільшення цього параметра з 5 до 9 одиниць приводить до росту витрати палива приблизно на 4%.

Вплив коефіцієнта форми крила  $K_{фм}$  на паливну ефективність літака виявляється меншим. Але з показаних на рис. 3 даних чітко видно, що використання крила з геометричними параметрами за виглядом у плані, що відповідають  $K_{фм} = 1,081$ , є оптимальним і у випадку оцінювання літака за параметром паливної ефективності.

Як показано вище, формування геометричних параметрів системи несучих поверхонь на етапі попереднього проектування за окремими критеріями може забезпечити приріст аеродинамічної якості літака.

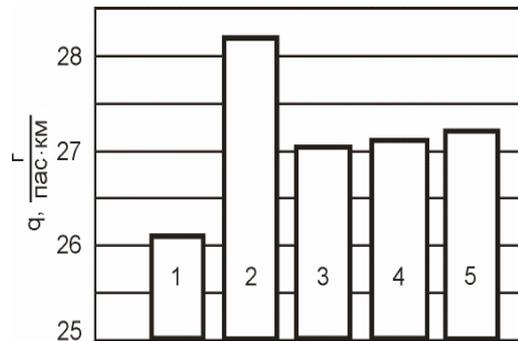


Рис. 3. Залежність паливної ефективності літака з  $m_0 = 45$  т від геометричних параметрів його системи несучих поверхонь:

$$1 - K_{фм} \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}} = 5; 2, 3, 4, 5 - K_{фм} \frac{A_{го} L_{во}}{B_{во} L_{го}} = 9;$$

$$1 - K_{фм} = 1,081; 2 - K_{фм} = 1,137; 3 - K_{фм} = 1,093;$$

$$4 - K_{фм} = 1,107; 5 - K_{фм} = 1,11$$

Підвищення аеродинамічної якості в режимі крейсерського польоту  $K_{крейс}$  слід використовувати для підвищення економічності експлуатації літака.

Перший шлях – зменшення потрібної крейсерської тяги для зниження витрат палива, отже, і загального запасу палива на задану дальність польоту.

Зменшення маси палива дозволяє за певних умов збільшити комерційне навантаження й, відповідно, знизити собівартість 1 т/км. Зменшення ж витрати палива дає зниження вартості літако-години за статтею витрат на паливо, що, у свою чергу, приводить до зниження собівартості 1 т/км, незалежно від того, чи стане можливим збільшити комерційне навантаження чи ні.

Другий шлях підвищення економічності літака завдяки збільшенню аеродинамічної якості полягає в такому. З підвищенням якості крейсерська тяга, витрата палива (отже, вартість літако-години) і комерційне навантаження залишаються незмінними, як і при попередній якості. Але за рахунок збільшення  $K_{\text{крейс}}$  збільшується швидкість польоту, а з нею й годинна продуктивність літака, що при постійній вартості літако-години приводить до зниження собівартості 1 т/км [11].

### Висновки

У роботі встановлено взаємозалежність окремих безрозмірних критеріїв ефективності, таких, як  $K_{\text{фм}}$ ,  $V_M$ , і узагальненого параметра системи несучих поверхонь  $K_{\text{фм}} \cdot \frac{A_{\text{го}} L_{\text{во}}}{B_{\text{во}} L_{\text{го}}}$  із інтегральними показниками конкурентоспроможності літаків транспортної категорії, такими, як аеродинамічна якість літака, паливна ефективність літака, а також із собівартістю тонно-кілометра авіаперевезень.

При встановленні взаємозалежності окремих критеріїв ефективності несучих поверхонь із величиною аеродинамічної якості літака отримано вираз для оцінювання впливу таких геометричних параметрів системи несучих поверхонь, як  $S_{\text{еф}}$ ,  $\lambda_{\text{еф}}$ ,  $\bar{S}_n$ ,  $\bar{z}_n$ ,  $\eta$ ,  $\varepsilon(z_i)$ ,  $A_{\text{го}}$ ,  $B_{\text{во}}$ ,  $L_{\text{го}}$ ,  $L_{\text{во}}$ , на співвідношення величин крейсерської й максимальної аеродинамічної якості, що дозволяє на етапі попереднього проектування закласти раціональні геометричні параметри несучих поверхонь із урахуванням умов крейсерського режиму польоту літака, тобто величин  $V_{\text{крейс}}$  і  $V_{\text{найв}}$ .

Встановлено кількісну взаємозалежність окремих критеріїв ефективності системи несучих поверхонь із величиною аеродинамічної якості літака, а це значить, що реалізована можливість взаємоув'язування  $K_{\text{фм}}$ ,  $V_M$  і  $K_{\text{фм}} \cdot \frac{A_{\text{го}} L_{\text{во}}}{B_{\text{во}} L_{\text{го}}}$  з показником паливної ефективності літака  $q_{\text{пал}}$ . При цьому показано, що, варіюючи геометричні параметри системи несучих поверхонь, уявляється можливим зменшити величину  $q_{\text{пал}}$ , тобто підвищити паливну ефективність літака на 6...8%.

Таким чином, у статті наведено дослідження, що встановлюють взаємозв'язок окремих критеріїв аеродинамічної ефективності системи несучих поверхонь із інтегральними показниками конкурентоспроможності літака паливною ефективністю силової установки літака транспортної категорії на крейсерському режимі польоту.

### Література

1. Кюхеман Д. Аэродинамическое проектирование самолетов [Текст] / Д. Кюхеман. – М. : Машиностроение, 1983. – 367 с.
2. Карафоли Е. Аэродинамика крыла самолета [Текст] / Е. Карафоли. – М. : АН СССР, 1956. – 479 с.
3. Тиняков Д. В. Метод формирования геометрических параметров несущих поверхностей самолетов транспортной категории на основе частных критериев и интегральных показателей их эффективности [Текст] / Д. В. Тиняков, В. И. Рябков // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 52. – Х., 2011. – С. 26-33.
4. Тиняков Д. В. Влияние компоновочных ограничений на частные критерии эффективности трапецевидных крыльев самолетов транспортной категории [Текст] / Д. В. Тиняков // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 68. – Х., 2011. – С. 32-41.
5. Тюрев В. В. Методы оценки оптимизирующей крутки крыла в моделях выбора его геометрических параметров [Текст] / В. В. Тюрев, В. В. Утенкова // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 26. – Х., 2005. – С. 169-175.
6. Колобкова А. Н. Минимизация индуктивного сопротивления неплоских несущих систем [Текст] / А. Н. Колобкова, М. И. Николаев // Вопросы аэродинамики летательных аппаратов и их частей. – М. : МАИ, 1991. – С. 53-58.
7. Зайцев А. А. Теория несущей поверхности [Текст] / А. А. Зайцев. – М.: Наука, Физматлит., 1995. – 160 с.
8. Карафоли Е. Аэродинамика крыла самолета [Текст] / Е. Карафоли. – М.: АН СССР, 1956. – 479 с.
9. Балабуев П. В. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями [Текст] : учеб. пособие / П. В. Балабуев, С. А. Бычков, А. Г. Гребеников. – Х.: ХАИ, 2003. – Ч. 2. – 389 с.
10. Остославский И. В. Динамика полета. Устойчивость и управляемость летательных аппаратов [Текст] / И. В. Остославский, И. В. Стражева. – М.: Машиностроение., 1965. – 387 с.
11. Экономическая эффективность авиационной техники [Текст] // Сб. статей / под ред. С. А. Саркисяна. – М.: Машиностроение., 1984. – 123 с.

Поступила в редакцию 01.06.2014

**В.И. Рябков, Д.В. Тиняков. Зависимость топливной эффективности силовой установки самолета от геометрических параметров системы несущих поверхностей**

*Для этапа предварительного проектирования исследована возможность оценки топливной эффективности силовой установки самолета транспортной категории в зависимости от геометрических параметров его системы несущих поверхностей, сформированных на основе частных критериев аэродинамической эффективности. Получена и количественно оценена зависимость километрового расхода топлива дозвукового самолета для горизонтального установившегося полета, когда тяга двигателя равна лобовому сопротивлению в горизонтальном полете. Выявлено, что километровый расход топлива можно выразить через частные критерии аэродинамической эффективности – коэффициенты формы крыла и минимального индуктивного сопротивления, зависящие в свою очередь от геометрических параметров системы несущих поверхностей.*

**Ключевые слова:** геометрические параметры крыла, частные критерии, силовая установка, расход топлива, аэродинамическое качество.

**V.I. Ryabkov, D.V. Tinyakov. Dependence of fuel efficiency aircraft propulsion on the lift system geometrical parameters**

*For the preliminary design phase investigated the possibility of determining the fuel efficiency of aircraft transport category propulsion depending on the geometrical parameters of its lift system which formed on the basis of their particular criteria for optimization of aerodynamic efficiency. Obtained and quantified dependence kilometer fuel consumption subsonic aircraft for horizontal steady flight when the engine thrust is equals the drag in horizontal flight. Revealed that kilometer fuel consumption can be expressed in terms of the particular criteria aerodynamic efficiency – the coefficients of the wing shape and the minimum induced drag.*

**Keywords:** geometrical parameters of the wing, the particular criteria, engine, fuel consumption, aerodynamic quality.

УДК 621.43.056

С.И. СЕРБИН, Н.А. ГОНЧАРОВА

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина*

## ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД, РАБОТАЮЩЕЙ НА СИНТЕЗ-ГАЗЕ РАЗЛИЧНОГО СОСТАВА

*Статья посвящена вопросам численного моделирования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных двигателей, работающих на альтернативном топливе, с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (CFD). Показана возможность применения численного эксперимента при проектировании камер сгорания ГТД. Исследованы вопросы возможности применения синтетических газов различного состава в камерах сгорания ГТД. Проведены варианты расчеты и на основе результатов математического моделирования проанализированы основные выходные характеристики камеры сгорания газотурбинного двигателя мощностью 2,5 МВт, работающей на низкокалорийном синтетическом газе.*

**Ключевые слова:** камера сгорания, газотурбинный двигатель, синтетическое топливо, математическое моделирование, горение, численные методы.

### Введение

В настоящее время актуальными вопросами являются проблемы использования альтернативного топлива в энергетических установках.

Анализ последних исследований и публикаций показывает, что перспективным направлением использования синтез-газа в энергетических системах является концепция комбинированных технологий. В частности, одним из вариантов использования высокосоольных углей в энергетике является использование технологии предварительной газификации высокосоольных углей и последующем сжигании получаемого синтез-газа в газотурбинной установке с выработкой электроэнергии и утилизацией теплоты на основных стадиях технологического процесса [1].

Применение синтетических топлив с широким диапазоном теплотворной способности в камерах сгорания ГТД вызывает необходимость проведения исследований особенностей их рабочих процессов [1-2]. Газовые турбины, в первую очередь, предназначены для работы на природном газе, состоящем в основном из метана. Обеспечение их работы на синтез-газе, теплотворная способность которого обычно меньше теплотворной способности традиционного топлива, требует проведения ряда исследований. Основными отличиями синтез-газа от природного являются: меньшая в несколько раз теплотворная способность, возможное высокое содержание негорючих веществ.

Пригодность использования того или иного вида топлива можно обосновать с учетом следующих факторов: обширности сырьевой базы и необходимых конструктивных изменений

двигателя, которые необходимо внести для обеспечения работы камеры. Различие физико-химических свойств синтетических топлив вызывает необходимость изменения рабочего процесса, что вызывает затруднения в связи с недостаточно изученными процессами кинетики воспламенения и горения этих топлив.

При работе камеры сгорания на альтернативном низкокалорийном топливе для обеспечения тепловой мощности камеры сгорания, соответствующей ее значению при работе на традиционном топливе, расход синтез-газа пропорционально увеличивается. В результате возникает вопрос об интервале значений теплотворной способности синтез-газа, который можно использовать в камере. В статье представлен анализ проблемы выбора рационального интервала теплотворной способности синтез-газа в камере сгорания, так как значительное увеличение количества синтез-газа в рабочем объеме камеры может привести к некачественным процессам смесеобразования и сжигания топлива, что, в свою очередь, приведет к ухудшению экологических характеристик камеры сгорания.

### 1. Цели исследования, постановка задачи

В качестве исследуемого объекта выбрана камера сгорания энергетического газотурбинного двигателя мощностью 2,5 МВт [3].

Проведена серия трехмерных расчетов рабочих процессов 1/2 части камеры сгорания двигателя с применением RQL-схемы сжигания синтетического топлива [4] с целью определения влияния теплотворной способности синтез-газа на аэродинамические и экологические характеристики камеры.

2. Результаты исследования

С помощью системы автоматизированного проектирования SolidWorks были построены ряд трехмерных параметрических цифровых моделей 1/2 части камеры сгорания двигателя (см. рис. 1).

Вариантные расчеты предполагают подачу в камеру сгорания синтез-газа различного компонентного состава и теплотворной способности: вариант 1 – низшая теплотворная способность синтез-газа – 33089 кДж/кг, вариант 2 – 21791 кДж/кг, вариант 3 – 12448 кДж/кг.

Для обеспечения тепловой мощности камеры сгорания, соответствующей ее значению при работе на метане, расход синтез-газа пропорционально увеличивался. Были также изменены площади проходных сечений форсуночного узла камеры сгорания, что обеспечило необходимую скорость истечения синтез-газа.



Рис. 1. Трехмерная модель камеры сгорания

Кроме изменений проходных сечений форсунки, были выполнены определенные конструктивные изменения камеры сгорания с целью применения RQL-технологии сжигания синтетического топлива для эффективного снижения уровня NO<sub>x</sub> в уходящих газах [4]. С целью унификации сохранены конструкция корпуса камеры сгорания и габаритные размеры жаровой трубы. Отличительной особенностью камеры сгорания является выполнение обечайки жаровой трубы в зоне горения богатой топливо-воздушной смеси с сужением на выходе. Данное решение позволяет избежать подсоса воздуха в эту зону через отверстия жаровой трубы, расположенные в зоне быстрого смешения.

Так как синтетическое топливо содержит такие компоненты, как CO, H<sub>2</sub> и CH<sub>4</sub>, то при численном моделировании процессов горения необходимо нахождение наиболее подходящих моделей горения и химических схем, для определения основных характеристик пламени при разумных вычислительных усилиях.

В расчетах горения синтез-газа были приняты две многоступенчатые кинетические схемы – Reduced [5] и Yetter [6], каждая из которых включает в себя тридцать пять химических реакций (см. табл. 1-2).

Таблица 1  
Кинетическая схема горения синтез-газа  
Reduced

H+O <sub>2</sub> →OH+O;	OH+O→H+O <sub>2</sub> ;	O+H <sub>2</sub> →OH+H;
OH+H→O+H <sub>2</sub> ;	OH+H <sub>2</sub> →H <sub>2</sub> O+H;	H <sub>2</sub> O+H→OH+H <sub>2</sub> ;
OH+OH→H <sub>2</sub> O+O;	H <sub>2</sub> O+O→OH+OH;	H+O <sub>2</sub> +M→HO <sub>2</sub> +M;
HO <sub>2</sub> +H→OH+OH;	HO <sub>2</sub> +H→H <sub>2</sub> +O <sub>2</sub> ;	HO <sub>2</sub> +OH→H <sub>2</sub> O+O <sub>2</sub> ;
CO+OH→CO <sub>2</sub> +H;	CO <sub>2</sub> +H→CO+OH;	CH <sub>4</sub> (+M)→CH <sub>3</sub> +H(+M);
CH <sub>3</sub> +H(+M)→CH <sub>4</sub> (+M);	CH <sub>4</sub> +H→CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> ;	CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> →CH <sub>4</sub> +H;
CH <sub>4</sub> +OH→CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> O;	CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> O→CH <sub>4</sub> +OH;	CH <sub>3</sub> +O→CH <sub>2</sub> O+H;
CH <sub>2</sub> O+H→HCO+H <sub>2</sub> ;	CH <sub>2</sub> O+OH→HCO+H <sub>2</sub> O;	HCO+H→CO+H <sub>2</sub> ;
HCO+M→CO+H+M;	CH <sub>3</sub> +O <sub>2</sub> →CH <sub>3</sub> O+O;	CH <sub>3</sub> O+H→CH <sub>2</sub> O+H <sub>2</sub> ;
CH <sub>3</sub> O+M→CH <sub>2</sub> O+H+M;	HO <sub>2</sub> +HO <sub>2</sub> →H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +O <sub>2</sub> ;	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +M→OH+OH+M;
OH+OH+M→H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +M;	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +OH→H <sub>2</sub> O+HO <sub>2</sub> ;	H <sub>2</sub> O+HO <sub>2</sub> →H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +OH;
H+OH+M→H <sub>2</sub> O+M;		H+H+M→H <sub>2</sub> +M;

Таблица 2  
Кинетическая схема горения синтез-газа  
Yetter

H+O <sub>2</sub> →O+OH	HO <sub>2</sub> +H→H <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +O→OH+HO <sub>2</sub>
O+H <sub>2</sub> →H+OH	H+O <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> →HO <sub>2</sub> +N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +OH→H <sub>2</sub> O+HO <sub>2</sub>
OH+H <sub>2</sub> →H+H <sub>2</sub> O	H+O <sub>2</sub> +AR→HO <sub>2</sub> +AR	CO+O+N <sub>2</sub> →CO <sub>2</sub> +N <sub>2</sub>
OH+OH→O+H <sub>2</sub> O	HO <sub>2</sub> +H→OH+OH	CO+O+AR→CO <sub>2</sub> +AR
H <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> →H+H+N <sub>2</sub>	HO <sub>2</sub> +O→OH+O <sub>2</sub>	CO+O <sub>2</sub> →CO <sub>2</sub> +O
H <sub>2</sub> +AR→H+H+AR	HO <sub>2</sub> +OH→H <sub>2</sub> O+O <sub>2</sub>	CO+OH→CO <sub>2</sub> +H
O+O+N <sub>2</sub> →O <sub>2</sub> +N <sub>2</sub>	HO <sub>2</sub> +HO <sub>2</sub> →H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	CO+HO <sub>2</sub> →CO <sub>2</sub> +OH
O+O+AR→O <sub>2</sub> +AR	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> →OH+OH+N <sub>2</sub>	HCO+N <sub>2</sub> →H+CO+N <sub>2</sub>
O+H+M→OH+M	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +AR→OH+OH+AR	HCO+AR→H+CO+AR
H+OH+N <sub>2</sub> →H <sub>2</sub> O+N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +H→H <sub>2</sub> O+OH	HCO+O <sub>2</sub> →CO+HO <sub>2</sub>
H+OH+AR→H <sub>2</sub> O+AR	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +H→H <sub>2</sub> +HO <sub>2</sub>	HCO+H→CO+H <sub>2</sub>
HCO+O=CO+OH		HCO+OH=CO+H <sub>2</sub> O

С помощью методов вычислительной гидродинамики (CFD) [7-8] были исследованы процессы сжигания топлива различной теплотворной способности. Полученные данные расчетов приведены в табл. 3 и на рис. 2-5.

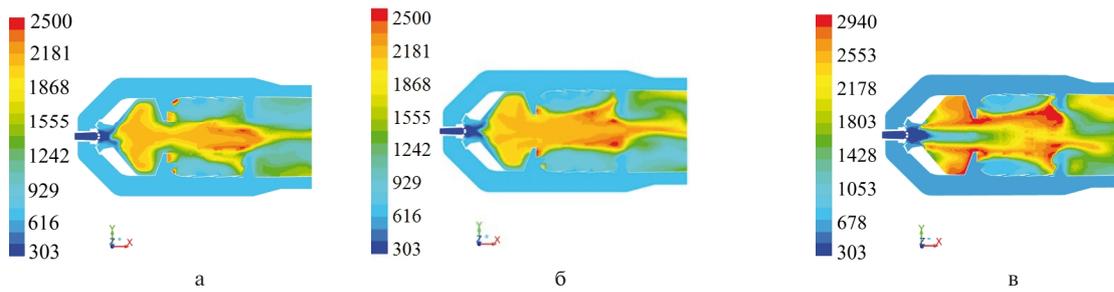


Рис. 2. Контуры температуры (К) в продольных сечениях камеры сгорания: а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

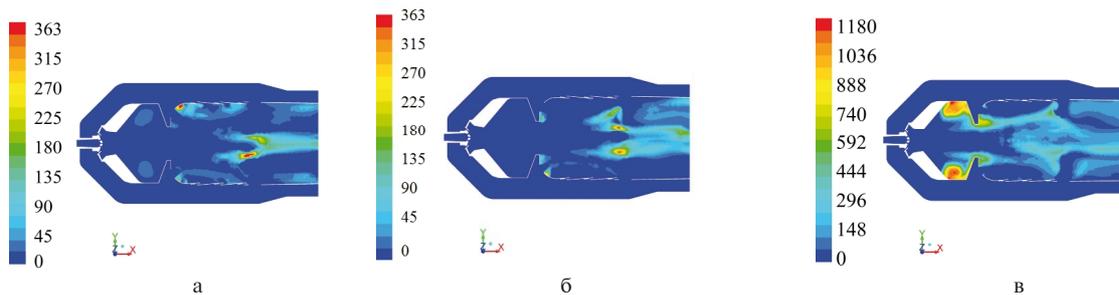


Рис. 3. Массовая доля NO<sub>x</sub> (ppm) в продольных сечениях камеры сгорания: а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

Моделирование рабочих процессов в камере сгорания ГТД дает возможность получить комплекс параметров устройства: поле температур, давлений, скоростей и концентраций химических компонентов. Этот комплекс является исходным также для прогнозирования уровней вредных выбросов из камеры сгорания.

Данные трехмерных CFD-расчетов показывают, что при работе камеры сгорания мощностью 2,5 МВт на альтернативном топливе минимальное рациональное значение низшей теплотворной способности синтез-газа составляет около 20 МДж/кг.

Таблица 3

Кинетическая схема горения синтез-газа

	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Низшая теплотворная способность газа, кДж/кг	33089	21791	12448
Температура на выходе из КС, К	1182,4	1190,9	1300,1
Мольная доля NO на выходе, ppm	31,4	28,9	116,4

Повышение значений максимальной температуры в зоне горения и температуры на выходе в камере сгорания варианта 3 объясняется существенным увеличением расхода топлива и изменением аэродинамической структуры химически реагирующих потоков, что в свою очередь приводит к ухудшению экологических характеристик камеры.

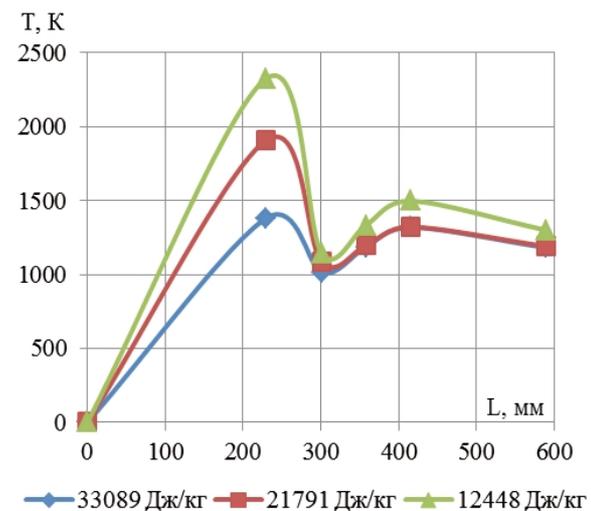


Рис. 4. Изменение среднemasовой температуры (Т) по длине (L) камеры сгорания

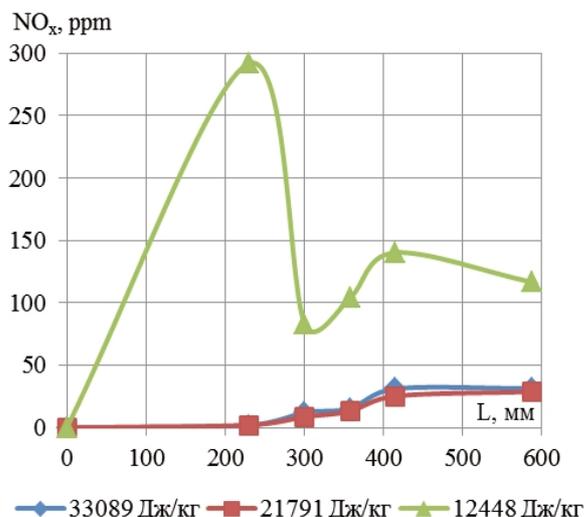


Рис. 5. Изменение мольной доли оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) по длине (L) камеры сгорания

### Заключение

Установлено, что при работе камеры сгорания мощностью 2,5 МВт на альтернативном топливе минимальное значение нижней теплотворной способности синтез-газа составляет около 20 МДж/кг. Увеличение расхода синтез-газа для обеспечения тепловой мощности камеры сгорания при соответствующем изменении площадей проходных сечений форсунки позволяет качественно организовать рабочие процессы камеры и обеспечить параметры, аналогичные параметрам камеры, работающей на природном газе. Применение синтез-газов с теплотворной способностью менее 20 МДж/кг является неэффективным из-за ухудшения экологических характеристик камеры.

### Литература

1. Накоряков В. Е. Технично-экономические показатели ПГУ ТЭЦ с газификацией угля [Текст] / В. Е. Накоряков, Г. В. Ноздренко,

А. Г. Кузьмин // Научный вестник НГТУ : сб. ст. / Теплоэнергетика – М. : МАИК «Наука / Интерпериодика», 2010. – №2. – С.27-29.

2. Cadorin M. Analysys of a micro gas turbine fed by natural gas and synthesis gas: test bench and combustor CFD analysis [Text] / M.Cadorin, M. Pinelli, A. Vaccari // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011. – GT 2011-46090.

3. Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії [Текст] / Г.Ф.Романовський, С.І.Сербін, В.М.Патлайчук // Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с., 12 с.іл.5

4. Сербин С.И. Исследование рабочих процессов камеры сгорания ГТД с применением RQL-технологии сжигания синтетического газа [Текст] / С. И. Сербин, Н. А. Гончарова // Вестник НТУ ХПИ. – 2014. – №12(1055). – С.29-33.

5. Smooke M.D. Reduced Kinetic Mechanisms and Asymptotic Approximations for Methane-Air Flames. In Lecture Notes in Physics [Text] / M.D. Smooke – Springer-Verlag, 1991 – vol. 384. – P.161.

6. Yetter R.A. A comprehensive reaction mechanism for carbon monoxide/hydrogen/oxygen kinetics [Text] / R.A. Yetter, F.L. Dryer, H Rabitz // Combust. Sci. Tech., 1991. – v. 9. – P. 97-128.

7. Serbin S.I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Text] / S.I. Serbin, A. Mostipanenکو, I. Matveev // Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference. – Honolulu, Hawaii, USA. - March 13-17, 2011. – AJTEC2011-44042. – 6 p.

8. Serbin S.I. Investigations of the working process in a «Lean-Burn» gas turbine combustor with plasma assistance [Text] / S.I. Serbin, A. Mostipanenکو, I. Matveev // IEEE Trans. Plasma Sci. – 2011. – vol. 39 (no.12). – pp. 3331-3335.

Поступила в редакцию 01.06.2014

**С.І. Сербін, Н.О. Гончарова. Особливості робочих процесів камери згоряння ГТД, що працює на синтез-газі різного складу**

*Стаття присвячена питанням числового моделювання робочих процесів камер згоряння газотурбінних двигунів, що працюють на альтернативному паливі, за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки (CFD). Показана можливість застосування числового експерименту при проектуванні камер згоряння газотурбінних двигунів. Досліджені питання можливості застосування синтетичних газів різного складу в камерах згоряння ГТД. Проведено варіантні розрахунки і на основі результатів математичного моделювання проаналізовано основні вихідні характеристики камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 2,5 МВт, що працює на низькокалорійному синтез-газі.*

**Ключові слова:** камера згоряння, газотурбінний двигун, синтетичне паливо, математичне моделювання, згоряння, числові методи.

**S.I. Serbin, N.A. Goncharova. The features of the workflow of gte combustor running on syngas with a different composition**

*The article is devoted to the questions of the numerical simulation of gas turbine combustors working on alternative fuels using the modern tools of computational fluid dynamics (CFD). The opportunity of the application of numerical experiment is shown for developing the gas turbine combustors. The issues of the applicability of synthetic fuel with different composition in combustors are investigated. The variant calculations are carried out and output characteristics of 2.5 MW gas turbine engine combustor working on low-calorific synthesis gas based on the results of mathematical modeling are analyzed.*

**Key words:** combustor, gas turbine engine, synthesis fuel, mathematical simulation, combustion, numerical methods.

УДК (045)

О.А. ТАМАРГАЗИН<sup>1</sup>, І.І. ЛІННІК<sup>1</sup>, Т.Ю. КРАМАРЕНКО<sup>1</sup>, М.В. ОЛЕГ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Національний авіаційний університет, Україна

## МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВІАДВИГУНІВ

*У статті розглянута структурна схема системи матеріально-технічного забезпечення експлуатації двигунів в авіаційних підприємствах, які задіяні для ліквідації надзвичайних ситуацій. Показано відміну побудови таких систем від загальноприйнятих у цивільній авіації. Розглянуто базові методи аналізу їх ефективності залежно від схеми поповнення складів запасними частинами. Враховуючи особливості вирішення завдання для конкретної схеми реалізації матеріально-технічного забезпечення, запропоновано застосування різних форм повного заміщення в логічній функції працездатності системи матеріально-технічного забезпечення.*

**Ключові слова:** двигун, матеріально-технічне забезпечення, експлуатація, моделювання.

### Постановка задачі

Структурна схема системи матеріально-технічного забезпечення (СМТЗ) експлуатації авіаційних двигунів не завжди може бути зведена до двополусної схеми. Особливо це стосується випадків, коли авіаційна техніка застосовується для усунення наслідків надзвичайних ситуацій. У таких випадках СМТЗ має кілька рівнів (рангів) управління й кожному органу (ланці) управління деякого рівня безпосередньо підлегли кілька органів (ланок) управління більше низького рівня (рангу), а сам він перебуває в підпорядкуванні й управляється органом (ланкою) більш високого рівня (рангу). Згідно з [1] такі системи називають ієрархічними, а структуру таких систем називають багаторівневою.

При формалізації процесу функціонування СМТЗ з багаторівневою структурою зручно користуватися термінологією теорії графів і називати органи й ланки управління вершинами, а елементи підсистеми передачі запасних частин (ЗЧ) – дугами.

Традиційні СМТЗ мають лінійну структуру управління, в якій кожна вершина має зв'язок тільки з вершинами сусідніх рангів (меридіанні зв'язки), але не має зв'язків у межах даного рангу (рокадних зв'язків) і через кілька рангів. Такі структури називають структурами безпосереднього підпорядкування або структурами типу «дерево». Але на практиці в СМТЗ дуже часто існують довільні меридіанні зв'язки між вершинами різних рангів і довільні рокадні зв'язки.

Тому про ефективність СМТЗ можна говорити тільки в тому випадку, якщо вдається чітко сформулювати критерії відмови в заявках на запасні частини з урахуванням того, що у

СМТЗ із багаторівневою структурою зниження ефективності відбувається поступово.

Крім того, при аналізі СМТЗ треба враховувати те, що в залежності від конкретної ситуації, яка складається в експлуатації, можна розглядати СМТЗ без поповнення та з поповненням. У першому випадку ЗЧ, які використовуються для підтримання працездатного стану авіаційних двигунів, на складах не замінюються на нові. У другому випадку ЗЧ, які були взяті зі складу, замінюються на нові, які надходять з ремонтного фонду або із заводів-виробників. У обох випадках нові ЗЧ надходять спочатку на склади нульового рівня.

### Вирішення задачі

Спираючись на результати, отримані в [2,3,4,5], розглянемо методи аналізу ефективності СМТЗ. Для СМТЗ без поповнення, які найчастіше створюються при використанні авіаційної техніки під час надзвичайних ситуацій, процес побудови розрахункової формули ефективності можна представити у вигляді трьох етапів:

Етап 1. Кожному складу СМТЗ ставляться у відповідність логічні змінні, які можуть приймати два значення: 1, якщо потрібна запасна частина є на складі, та 0, якщо запасної частини на складі немає. Потім з умов працездатності системи складається логічна функція працездатності (ЛФП) виду  $f(X)$ , де  $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  – вектор-рядок логічних змінних. Функція  $f(X) = 1$ , якщо є хоча б один працездатний шлях передачі запасної частини від вхідного полюса до вихідного. Кожному шляху в логічній функції працездатності відповідає елементарна кон'юнкція булевих

змінних, відповідних елементів, що входять у шлях, а  $f(X)$  є диз'юнкція всіх елементарних кон'юнкцій, що відповідають можливим шляхам між вхідним та вихідним полюсами. Отримана в такий спосіб форма функції є вхідною.

Етап 2. Вхідна форма перетворюється до однієї зі стандартних форм, які назвемо формами повного заміщення (ФПЗ) і які допускають заміщення логічних змінних ймовірностями, а логічних операцій арифметичними.

Етап 3. У стандартній формі логічної функції проводиться заміщення логічної змінної  $x_i$  імовірністю  $p_i = P(x_i = 1)$ , заперечення логічної змінної  $x_i$  імовірністю  $q_i = 1 - p_i = P(x_i = 0)$ , диз'юнкції  $\vee$  додаванням  $+$ , кон'юнкції  $\wedge$  множенням  $\cdot$ , логічного заперечення  $\neg$  у виразом  $1 - P(y = 1)$ .

З аналізу робіт [6] у якості ФПЗ можна використовувати декілька форм. Застосування конкретної ФПЗ залежить від особливостей рішення тієї або іншої задачі. Диз'юнктивна нормальна форма (ДНФ) є формою повного заміщення (ФПЗ-1) і базується на тому, що конституанти одиниці, що входять у ДНФ, ортогональні й тому можна використати формулу додавання ймовірностей для неспільних подій. Так, якщо логічна функція працездатності системи за схемою «2 з 3» має вигляд:

$$f(x_1, x_2, x_3) = x_1 x_2 \vee x_1 x_3 \vee x_2 x_3$$

і необхідно знайти ймовірність  $P_c = P(f = 1)$ , тоді використовуючи правила перетворення логічних функцій. Приведемо цю формулу до ДНФ:

$$f = x_1 x_2 x_3' \vee x_1 x_2 x_3 \vee x_1 x_2' x_3 \vee x_1' x_2 x_3.$$

Звідси заміщенням знаходимо:

$$P_c = P(f = 1) = p_1 p_2 p_3 + p_1 p_2 q_3 + p_1 q_2 p_3 + q_1 p_2 p_3.$$

ДНФ є не зовсім зручною формою переходу до повного заміщення через велику трудомісткість перетворень на другому етапі й громіздкі кінцеві формули. Проте вона добре пристосована до формалізації процесу аналізу. Іншим алгоритмом переходу до форми повного заміщення (ФПЗ-2) є використання безповторної форми логічної функції в базисі «кон'юнкція - заперечення». Для одержання безповторної форми можуть використовуватись операції поглинання, склеювання, розподільний закон булевої алгебри, а для виключення операції диз'юнкції – правило де Моргана:  $x_1 \vee x_2 = (x_1' x_2')'$ .

Наприклад, якщо для  $f = x_1 \vee x_2 x_3' \vee x_2 x_4$  необхідно знайти  $P_c = P(f = 1)$ , тоді спочатку необхідно за допомогою розподільного закону отримати безповторну форму цієї функції

$f = x_1 \vee x_2 (x_3' \vee x_4)$ , а потім двічі застосувавши правило де Моргана –  $f = (x_1' (x_2 (x_3 x_4'))')$ . Після заміщення отримуємо:  $P_c(t) = 1 - q_1 (1 - p_2 (1 - p_3 p_4))$ .

Третім підходом до форми повного заміщення (ФПЗ-3) є використання диз'юнкції ортогональних безповторних форм у базисі «кон'юнкція - заперечення». В цьому випадку ФПЗ має вигляд:

$$f = Y_1 \vee Y_2 \vee \dots \vee Y_m, \quad (1)$$

де  $Y_i Y_j = 0$  для  $i \neq j$ ;  $Y_i$  – безповторна форма в базисі «кон'юнкція - заперечення».

Ця форма запису є узагальненням ФПЗ-2. В (1) безповторність повинна бути тільки в межах кожного диз'юнктивного члена, а в різних  $Y_i$  змінні можуть повторюватися. Основна складність застосування логіко-імовірнісного методу є перетворення вихідної форми ЛФП до виду (1). Щоб зробити це перетворення впорядкованим і придатним до автоматизації, можна використати один з наступних алгоритмів, запропонованих в [7].

Перший алгоритм, це алгоритм розрізування. Він заснований на використанні формули розкладання функцій у булевій алгебрі:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = x_1 f(1, x_2, \dots, x_n) \vee x_1' f(0, x_2, \dots, x_n). \quad (2)$$

Обидва логічних доданків в цій формулі ортогональні за будовою. Тому послідовність дій в алгоритмі наступна.

1. Підраховують кількість входжень кожної змінної у вхідну форму  $f$  і вибирають букву  $x_i$ , з найбільшим числом входжень.

2. Проводять розрізування функції  $f$  за змінною  $x_i$ , відповідно до (2).

3. У кожному з доданків виконують перетворення з метою одержати безповторної форми в базисі  $(\wedge, \neg)$  типу ФПЗ-2.

4. Якщо хоча б в одному з доданків не вдається одержати ФПЗ-2, тоді проводять розрізування в цьому доданку по іншій змінній згідно п.1 та 2 алгоритму. Якщо ж у всіх доданках отримані форми ФПЗ-2, тоді алгоритм закінчує роботу.

Як приклад розглянемо систему матеріально-технічного забезпечення з двома основними складами 1 і 2 та трьома оперативними складами (3, 4, 5). При цьому ЗЧ можуть передаватись зі складу 1 безпосередньо до складів 3 і 5, а зі складу 2 – до складів 4 і 5. Крім того, зі складу 1 через склад 5 запасні частини передаються на склад 4 і зі складу 2 через склад 5 передаються на склад 3. Для цієї схеми логічна функція працездатності має вигляд:

$$f = x_1(x_3 \vee x_4 x_5) \vee x_2(x_4 \vee x_3 x_5).$$

Підрахувуючи число входжень, переконаємося, що двічі входять три змінні:  $x_3$ ,  $x_4$ ,  $x_5$ . Вибираємо  $x_5$  і проводимо розрізування:

$$f = x_5(x_1(x_3 \vee x_4) \vee x_2(x_3 \vee x_4)) \vee x_5'(x_1 x_3 \vee x_2 x_4). \quad (3)$$

Перетворимо кожний доданок до ФПЗ-2:

$$f = x_5(x_1 \vee x_2)(x_3 \vee x_4) \vee x_5'(x_1 x_3 \vee x_2 x_4) = x_5(x_1' x_2') \vee (x_3' x_4')' \vee x_5'(x_1 x_3)' \vee (x_2 x_4)''.$$

$$\text{Звідси: } P_c = P(f = 1) = p_5(1 - q_1 q_2)(1 - q_3 q_4) + q_5(1 - (1 - p_1 p_3)(1 - p_2 p_4)).$$

Іншим алгоритмом є алгоритм ортогоналізації. Вихідною формою функції в цьому алгоритмі є ДНФ. Її перетворення до ФПЗ-3 засноване на використанні наступних формул булевої алгебри:

$$f = Q_1 \vee Q_2 \vee \dots \vee Q_m = Q_1 \vee Q_1' Q_2 \vee Q_1' Q_2' Q_3 \vee \dots \vee Q_1' \dots Q_{m-1}' Q_m, \quad (4)$$

$$(x f)'_x = f'_x, (x' f)'_x = x, (x f_1)'(x f_2)' = (x(f_1' f_2'))'. \quad (5)$$

Послідовність дій в алгоритмі наступна. Вихідну форму ЛФП перетворюють до ДНФ і всі елементарні кон'юнкції розташовують у порядку зростання числа букв. ДНФ перетворюють до ортогональної диз'юнктивної форми за (4). Кожний доданок спрощують за допомогою (5), поки не будуть отримані неповторні форми ФПЗ-2. Проводять заміщення булевих змінних і логічних операцій. За допомогою цього алгоритму розглянута вище задача вирішується наступним чином. Функцію (3) перетворимо до виду:

$$f = x_1 x_3 \vee x_2 x_4 \vee x_1 x_4 x_5 \vee x_2 x_3 x_5.$$

Проводимо ортогоналізацію:

$$f = x_1 x_3 \vee (x_1 x_3)' x_2 x_4 \vee (x_1 x_3)' (x_2 x_4)' x_1 x_4 x_5 \vee (x_1 x_3)' (x_2 x_4)' (x_1 x_4 x_5)' x_2 x_3 x_5.$$

Після спрощення за допомогою (5) отримаємо:

$$f = x_1 x_3 \vee (x_1 x_3)' x_2 x_4 \vee x_2' x_3' x_1 x_4 x_5 \vee x_1' x_4' x_2 x_3 x_5.$$

$$\text{Звідки: } P_c = P(f = 1) = p_1 p_3 + (1 - p_1 p_3) p_2 p_4 + p_1 q_2 q_3 p_4 p_5 + q_1 p_2 p_3 q_4 p_5.$$

На першому етапі рішення задачі створення СМТЗ за допомогою логіко-імовірнісного

методу необхідно скласти логічну функцію працездатності. Якщо система матеріально-технічного забезпечення не дуже розгалужена, тоді ЛФП складається як диз'юнкція елементарних кон'юнкцій, кожна з яких представляє шлях між полюсами системи. Однак не завжди це просто зробити, тому що таких різних шляхів може бути дуже багато. Тоді зручніше будувати логічні рівняння як компактну форму запису зв'язку між різними елементами системи. Особливо це корисно для систем з неорієнтованими зв'язками. Але надалі однаково треба представляти ЛФП у явному вигляді, щоб одержати ФПЗ. Тому виникає задача рішення систем логічних рівнянь. Найбільш відомі два методи: метод визначників і метод підстановки. Найбільш доцільно їх використовувати у постановці наведеній у [8].

Для СМТЗ ЛФП можна представити у вигляді залежності від інших функцій алгебри логіки (ФАЛ), зв'язаних системою рівнянь:

$$y = y(f_1, f_2, \dots, f_n),$$

$$f_i = a_i \vee a_{i1} f_1 \vee a_{i2} f_2 \vee \dots \vee a_{in} f_n, i = \overline{1, n},$$

де  $a_i$  – ФАЛ, виражена через логічні змінні;  $A_1$  – вектор-стовпець вільних членів;  $A = \|a_{ij}\|$  – матриця коефіцієнтів рівнянь, причому  $a_{ii} = 1$ .

Розглянемо СМТЗ, яка складається із трьох складів першого рівня, які підпорядковані безпосередньо керівництву транспортної системи (1, 2 і 3), трьох складів, підпорядкованих керівництву відповідних авіапідприємств (4, 5 і 6), трьох складів наземного забезпечення польотів (7, 8 і 9), шести вторинних складів авіапідприємств (10-15) і трьох груп авіаційної техніки з різними типами двигунів (16, 17 і 18). За умови максимізації ефективності транспортної системи повинні бути забезпечені ЗЧ усі повітряні судна. Для цього досить, щоб потрібна ЗЧ була хоча б на одному із складів, що знаходяться на гілці постачання ЗЧ для даного повітряного судна. Необхідно знайти ймовірність працездатності СМТЗ при відсутності постачання.

Позначимо через  $f_i$  – логічну функцію-індикатор події, що полягає в тому, що до складу з номером (i) є хоча б один шлях передачі ЗЧ від одного з головних складів. Тоді ЛФП СМТЗ можна записати у вигляді:

$$y(x_1, x_2, \dots, x_{15}) = (x_{10} f_4 \vee x_{12} f_5) (x_{11} f_4 \vee x_{14} f_6) (x_{13} f_5 \vee x_{15} f_6). \quad (6)$$

Функції  $f_i$  задовольняють наступній системі рівнянь:

$$f_4 = x_4(x_1 \vee x_7 f_5 \vee x_9 f_6), f_5 = x_5(x_2 \vee x_7 f_4 \vee x_8 f_6), \\ f_6 = x_6(x_3 \vee x_8 f_5 \vee x_9 f_4)$$

Складемо визначники для невідомих функцій:

$$f_4 = \begin{vmatrix} x_1 x_4 & x_4 x_7 & x_4 x_9 \\ x_2 x_5 & 1 & x_5 x_8 \\ x_3 x_6 & x_6 x_8 & 1 \end{vmatrix}, f_5 = \begin{vmatrix} 1 & x_1 x_4 & x_4 x_9 \\ x_5 x_7 & x_2 x_5 & x_5 x_8 \\ x_6 x_9 & x_3 x_6 & 1 \end{vmatrix},$$

$$f_6 = \begin{vmatrix} 1 & x_4 x_7 & x_1 x_4 \\ x_5 x_7 & 1 & x_2 x_5 \\ x_6 x_9 & x_6 x_8 & x_3 x_6 \end{vmatrix}.$$

Тоді

$$f_4 = x_4(x_1 \vee x_2 x_5(x_7 \vee x_6 x_8 x_9) \vee x_3 x_6(x_9 \vee x_5 x_7 x_8)), \\ f_5 = x_5(x_2 \vee x_1 x_4(x_7 \vee x_6 x_8 x_9) \vee x_3 x_6(x_8 \vee x_4 x_7 x_9)), \\ f_6 = x_6(x_3 \vee x_1 x_4(x_9 \vee x_5 x_7 x_8) \vee x_2 x_5(x_8 \vee x_4 x_7 x_9)).$$

Якщо зробити відповідні заміни в (6) і розкрити дужки, тоді можна перекоонатись, що ЛФП системи містить 1000 кон'юнктивних членів, тобто в структурній схемі є 1000 різних шляхів між полюсами. Скласти таку ЛФП безпосередньо досить важко.

### Висновки

Логіко-імовірнісний метод, викладений вище і застосований для аналізу працездатності двополюсних СМТЗ авіадвигунів, містить три етапи: запис логічної функції працездатності, перетворення логічної функції до форми повного заміщення і повне заміщення всіх логічних змінних ймовірностями та логічних операцій арифметичними операціями. До цих етапів доцільно додати ще один проміжний етап — часткове заміщення логічних змінних ймовірностями. Тому замість ФПЗ логічна функція перетвориться до форми переходу до часткового заміщення, а в результаті часткового заміщення з'явиться так звана змішана форма

функції ймовірностей (ЗФФІ), що містить одночасно й імовірності, і логічні змінні, арифметичні й логічні операції. Після деяких перетворень у ЗФФІ треба буде виконати багатокрокове заміщення інших логічних змінних з метою переходу до розгорнутої форми функції ймовірностей. Запис ЗФФІ за заданими функціям алгебри логіки повинен проводитися на підставі результатів, отриманих в [7].

### Література

1. Можаяев А.С. Теоретические основы общего логико-вероятностного метода автоматизированного моделирования систем [Текст] / А.С. Можаяев, В.Н. Громов. — СПб.: ВИТУ, 2000. — 145 с.
2. Райншке К. Оценка надежности систем с использованием графов [Текст] / К. Райншке., И.А. Ушаков; под ред. Ушакова И.А. — М.: Радио и связь, 1988. — 208 с.
3. Рябинин И.А. Логико-вероятностные методы исследования надежности структурно-сложных систем [Текст] / И.А. Рябинин, Г.Н. Черкесов. — М.: Радио и связь, 1981. — 166 с.
4. Рябинин И.А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем [Текст] / И.А. Рябинин. — СПб.: Политехника, 2000. — 248 с.
5. Левин В.И. Логическая теория надежности сложных систем. Надежность и качество [Текст] / В.И. Левин. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 128 с.
6. Rosen K.H. Handbook on Discrete Combinational Mathematics [Text] / R.H. Rosen. — CRC Press. 1999. — 1232 p.
7. Rosen K.H. Discrete Mathematics and Its Applications [Text] / H.K. Rosen. — McGraw. Hill. 2007. — 997 p.
8. Тюрин С.Ф. Дискретная математика. Практическая дискретная математика и математическая логика [Текст] / С.Ф. Тюрин, Ю.А. Аляев. — М.: Финансы и статистика, 2010. — 384 с.

Поступила в редакцию 30.05.2014

**А.А. Тамаргазин, И.И. Линник, Т.Ю. Крамаренко, М.В. Олег. Модели и методы анализа эффективности систем материально-технического обеспечения эксплуатации авиадвигателей**

*В статье рассмотрена структурная схема системы материально-технического обеспечения эксплуатации двигателей в авиапредприятиях, которые задействованы для ликвидации чрезвычайных ситуаций. Показано отличие построения таких систем от общепринятых в гражданской авиации. Рассмотрены базовые методы анализа их эффективности в зависимости от схемы пополнения складов запасными частями. Учитывая особенности решения задачи для конкретной схемы реализации материально-технического обеспечения, предложено применение разных форм полного замещения в логической функции работоспособности системы материально-технического обеспечения.*

**Ключевые слова:** двигатель, материально-техническое обеспечение, эксплуатация, моделирование.

**A.A. Tamargazin, I.I. Linnik, T.Y. Kramarenko, M.V. Oleg. Models and methods for the analysis of efficiency material and technical provision operating aircraft engines**

*The article describes the system block diagram logistical exploitation engines in aviation enterprises that are involved for dealing with emergencies. Illustrates the difference of such systems from the standard in civil aviation. The basic methods of analysis of their effectiveness depending on the scheme replenishment spare parts warehouse. Given the characteristics of the decision problem for a specific circuit implementation logistics, provides for the use of different forms of complete substitution in logical functions of the system of logistics.*

**Key words:** engine, logistics, operation, modeling.

УДК 621.454

**А.М. ТЕРЕШИН***Центральный Аэрогидродинамический Институт им. профессора Н.Е. Жуковского,  
Жуковский, Россия***ГИПЕРЗВУКОВОЙ ПВРД С ДЕТОНАЦИОННЫМ ГОРЕНИЕМ**

*В настоящее время для высокоскоростных летательных аппаратов, используемых в атмосфере Земли, рассматриваются сверхзвуковые и гиперзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели с дозвуковым или сверхзвуковым диффузионным процессом горения топлива в камере сгорания. В работе рассмотрена концепция гиперзвукового ПВРД, у которого возможно полностью решен один из основных вопросов реализации детонационного процесса горения: обеспечение гомогенной смеси перед фронтом детонации. Расчетными исследованиями показано, что в предлагаемой концепции гиперзвукового ПВРД реализуется либо смешанное диффузионное, либо (на расчетных режимах) детонационное горение. В качестве топлива подразумевается использование водорода или какого-либо другого альтернативного топлива. Определены основные конструктивные параметры проточного тракта двигателя и области его эксплуатации.*

**Ключевые слова:** гиперзвуковой прямоточный воздушно-реактивный двигатель, косой скачок уплотнения, косая волна детонации, волна разрежения.

**Введение**

Известно, что при числах  $M > 10 \dots 12$  тягово-экономические характеристики гиперзвукового прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ГПВРД) с диффузионным горением топлива ухудшаются [2]. В связи с этим, для диапазона чисел  $M > 12$  в настоящее время рассматриваются возможности создания детонационного ГПВРД, у которого сгорание топлива осуществляется в косой волне детонации, а реализуемые характеристики превышают характеристики обычного ГПВРД. Однако для реализации детонационного ГПВРД необходимо решить ряд весьма сложных задач. К ним, в первую очередь, относятся:

- создание гомогенной смеси перед детонационной волной;
- стабилизация детонационной волны;
- исключение горения в пограничном слое;

– большое волновое сопротивление при подаче топлива со стенок канала и с пилонов.

Рассмотренная в работе концепция детонационного ГПВРД возможно позволит обеспечить решение этих задач. Настоящая работа является развитием работы [1].

**Результаты исследований**

Отмеченные здесь вопросы в научно-техническом мире известны. Достаточно обратиться к работам [2, 3, 4, 5, 6], в которых рассматриваются двигатели с реализацией различных процессов горения в камере сгорания. Если классическая форма до- или сверхзвукового летательного аппарата (ЛА) складывается из отдельных структурных групп: корпуса, крыльев и двигателя, то для гиперзвукового ЛА суммирование подъемной и движущей сил объема приводит к так называемому несущему движителю (Д. Кюхеманн, Дж. Вебер [7]). На рис.1 показано среднее сечение такого гипотетического несущего движителя.

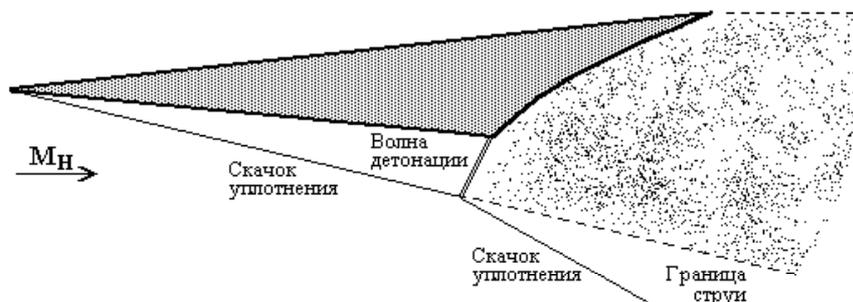


Рис.1. Несущий движитель с волной детонации [7]

Детонационное горение имеет достоинство, заключающееся в том, что значительное количество топлива сгорает в малом объеме. Однако детонационное горение имеет более низкий КПД по сравнению с изоэнтальпийным сжатием и последующим в ГПВРД сверхзвуковым диффузионным горением, но, поскольку затраты на изоэнтальпийное сжатие очень велики, детонационное горение экономически оказывается более выгодным. Опять же, стабилизация волны детонации в случае, показанном на рис.1, представляет определенные трудности, которые необходимо решать.

В отмеченных выше работах (а именно в [2, 3, 5]) рассматриваются схемы силовых установок (СУ) с возможной реализацией в них детонационного рабочего процесса. В основном это СУ, интегрированные с корпусом ЛА и

имеющие воздухозаборное устройство (ВЗУ) внешнего или внутреннего сжатия с замыкающей косой волной детонации.

На рис.2 представлены рассмотренные в работах [2, 3, 5] схемы СУ и характер изменения статической температуры потока (сплошные линии) вдоль линии тока (штриховые линии). Там же на графиках нанесен уровень температуры воспламенения (штрихпунктирные линии) гомогенной топливо-воздушной смеси в замыкающей волне детонации. Геометрия поверхности торможения СУ, очевидно, должна быть выполнена для получения необходимых значений параметров потока перед фронтом детонации; и в первую очередь, для числа Маха ( $M_1$ ), статической температуры  $T_1$ , статического давления  $P_1$ , (что, собственно, и определяет возможность детонации).

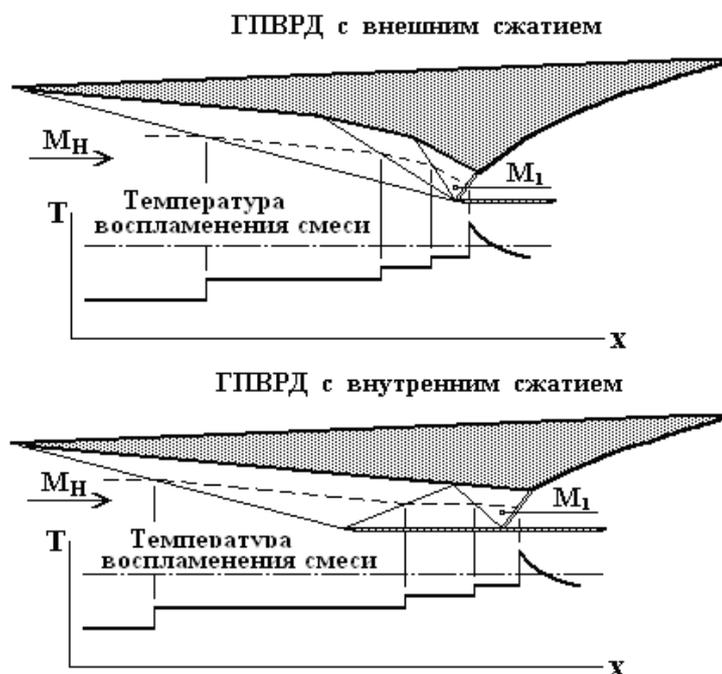


Рис. 2. Схемы ГПВРД с детонационным горением [2, 3, 5]

Из представленных схем не ясно, как можно реально подготовить гомогенную топливовоздушную смесь по всему сечению двигателя, причем равномерную по концентрации топлива перед фронтом детонации. Конкретно не определены места и способы подачи топлива. Также затруднены ответы на другие, отмеченные выше, вопросы.

Автором разработана концепция ГПВРД, которая, возможно, полностью позволяет реализовать рабочий процесс с детонационным горением (или близким к нему) с обеспечением решения вышеотмеченных задач (реализация эффективного детонационного процесса).

На рис.3 показана схема ЛА с СУ предлагаемой концепции. Основной отличительной особенностью здесь является то, что топливоподающие в набегающий поток пилоны, выполненные в совокупности в виде решетки, расположены вне корпуса ЛА, а их внешние поверхности со стороны корпуса служат поверхностями торможения потока.

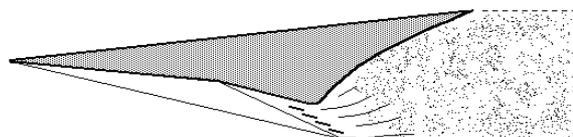


Рис. 3. Схема ЛА с СУ предлагаемой концепции

Решение достигается определенным взаимным расположением на ЛА топливных пилонов и их профилированием. На рис. 4 представлен фрагмент решетки со схемой расчетного течения. Пилоны размещены параллельно поверхности торможения плоского ВЗУ ЛА со смещением каждого последующего вниз по потоку.

Водород из пилонов подается спутно по потоку. Индуцированные пилонами с верхней стороны косые скачки уплотнения (на рис.3 точка «а» на линии тока) последовательно взаимодействуют с подготовленными топливовоздушными струями (точка «f»), повышая их температуру выше температуры воспламенения топлива.

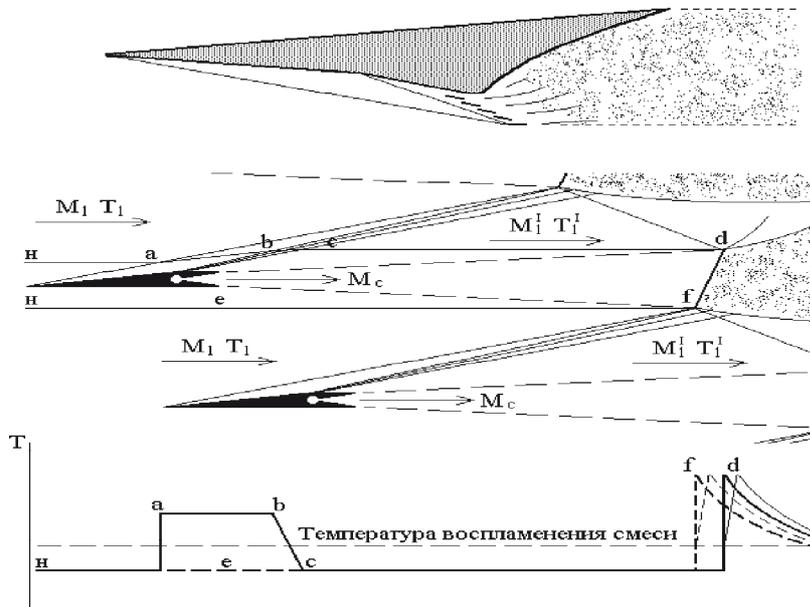


Рис. 4. Расчетная схема течения

Для предотвращения воспламенения водорода в области истечения его из инжекторов, пилоны с верхней стороны выполнены с изломом, на котором реализуется течение Прандтля-Майера. В этом случае в волнах разрежения «b-c» происходит снижение статической температуры потока практически до ее значения перед пилонами, что ниже температуры воспламенения. Воспламенение осуществляется в точке «d».

Выбор линейного смещения одного пилон относительно другого в решетке и их количество существенно зависит от числа  $M$  полета ЛА и от расчетной величины коэффициента избытка воздуха. Так как с увеличением числа  $M$  полета увеличиваются местные скорости обтекания потоком пилонов, то увеличиваются и оптимальные длины смещения топлива с воздухом. Это приводит к необходимости изменения относительного расстояния между пилонами. На нерасчетном режиме, когда топливовоздушная смесь не гомогенна, рабочий процесс за косым скачком «f-d» происходит со смешанным диффузионным горением.

При определенных сочетаниях параметров набегающего потока и топлива реализуется условие Чепмена-Жуге и горение осуществляется в косой волне детонации. Условие реализации детонации в рассматриваемой концепции ГПВРД

однозначно определяет его параметры. Основные критериальные зависимости, позволяющие связать конструктивные параметры ГПВРД с параметрами набегающего потока и топлива, были определены на основании существующего опыта исследований по реализации детонации в гомогенных потоках [3]. Полученные в разработках зависимости в общем виде могут быть представлены следующим образом:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Начальные условия} \\ \text{Н, } M_1 \cong M_1', T_1 \cong T_1' \\ \text{Н}_{ВХ}, \Theta_K, G_{H_2}, C_R, \alpha \dots \\ L_{CM} = f(M_1, M_C, T_1, T_C, d_C) \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Результат} \\ F_\Gamma, n, L_\Pi, \Theta_\Pi, d_C$$

Здесь:  $H$  – высота полета;  $H_{ВХ}$  – высота входа в ВЗУ;  $\Theta_K$  – суммарный угол клина поверхности торможения ВЗУ;  $G_{H_2}$  – расход топлива;  $C_R$  – коэффициент тяги;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $L_{CM}$  – размер области смешения топливовоздушной смеси до гомогенного состояния;  $d_C$  – диаметр инжекторов топливных пилонов;  $F_\Gamma$  – площадь горла ВЗУ;  $n$  – количество топливных пилонов;  $L_\Pi$  – размер топливных пилонов,  $\Theta_\Pi$  – угол заострения топливных пилонов.

В отличие от традиционно рассматриваемых схем ГПВРД с единой детонационной волной в представляемых разработках детонация

происходит в конечном (по числу топливных пилонов) числе волн, которые в совокупности образуют картину разрывного (ступенчатого) детонационного процесса в двигателе.

В зависимости от расчетных параметров ЛА и его СУ определены области реализации детонационного горения. Показано, что на реализацию детонационного горения существенно влияет величина суммарного угла поверхности торможения ВЗУ, угол заострения топливных пилонов и расчетные значения угла атаки полета ЛА. На рис. 5 для  $\Theta_{\Pi} = 5^\circ$  представлена зависимость

чисел  $M_1$  перед топливными пилонами от чисел  $M_H$  полета для различных значений  $\Theta_K$ . Расчет показывает, что при  $\Theta_K < 13^\circ$  из-за низкой температуры потока перед топливными пилонами вообще невозможно воспламенение смеси. С другой стороны, при  $\Theta_K = 20^\circ \dots 25^\circ$  (предельные значения  $\Theta_K$  для ГПВРД) температура потока перед пилонами выше температуры воспламенения топлива и горение реализуется на кромках топливных инжекторов, что недопустимо для организации оптимального рабочего процесса в двигателе.

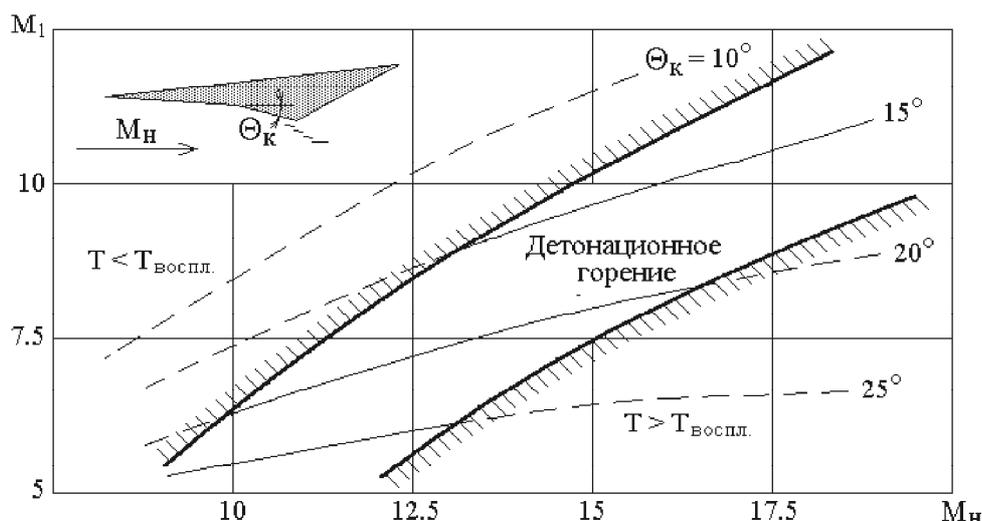


Рис. 5. Область реализации детонационного горения в зависимости от параметров набегающего потока и геометрии воздухозаборного устройства

Анализ данных на рис.5 показывает, что детонационный или смешанный диффузионный процессы горения в ГПВРД рассматриваемой концепции возможны в узком коридоре значений  $\Theta_K$ , зависящем от числа  $M_H$  полета. В связи с этим для обеспечения рабочего процесса в широком диапазоне скоростей полета ( $M_H = 10 \dots 20$ ) необходимо регулирование ВЗУ и решетки топливных пилонов, но это в свою очередь также является непростой задачей.

Рассматривая предлагаемую концепцию ГПВРД с точки зрения теплонапряженности, можно отметить ее явные преимущества. Во-первых, расстановка решетки пилонов может всегда быть выбрана с учетом неперемешивания потока воздуха с топливом вблизи пограничного слоя на фюзеляже ЛА. Это позволяет избежать горения топливоздушной смеси в пристенной области и ограничивает тепловые потоки от зоны горения к корпусу ЛА.

Во-вторых, сами пилоны топливopодачи подвергаются только аэродинамическому нагреву и их ступенчатое расположение позволяет осуществлять их частичное охлаждение за счет теплового излучения в окружающее пространство.

И, наконец, в-третьих, использование детонационного горения за счет уменьшения конструктивных размеров двигателя позволяет снизить суммарные тепловые потоки в корпус фюзеляжа ЛА.

### Выводы

Проведенные в настоящей работе расчетно-теоретические исследования показывают возможность создания детонационного ГПВРД. Однако полностью подтвердить жизнеспособность рассматриваемой концепции двигателя возможно только после проведения обязательных экспериментальных исследований.

### Литература

1. Tereshin A.M. A concept of hypersonic detonation ramjet [Text]. International colloquium «Control of detonation processes». – М., 2000. – 170 p.
2. Курзинер Р.И. Реактивные двигатели для больших сверхзвуковых скоростей полета. [Текст] / Р.И. Курзинер. – М.: Машиностроение, 1989. – 180 с.
3. Исследование течений с подводом тепла вблизи внешней поверхности летательного ап-

парата. [Текст] – Обзор ОНТИ ЦАГИ. – М., 1982. – №617.

4. Щетинков Е.С. Физика горения газов. [Текст] / Е.С. Щетинков. – М.: Наука, 1965. – 85 с.

5. Пензин В.И. К вопросу о месте детонационного ГПВРД в семействе прямоточных двигателей. [Текст] / В.И. Пензин. – Препринт №59. – М.: Изд-й отдел ЦАГИ, 1992. – 20 с.

6. Бартльме Ф. Газодинамика горения. [Текст]: пер. с нем. / Ф. Бартльме. – М.: Энергоиздат, 1981. – 185 с.

7. Kuchemann D. Hypersonic aircraft and their aerodynamic problems. Progress in Aeronautical Sciences 6, 271-353 [Text]. Oxford: Pergamum Press. 1965. – 70 p.

Поступила в редакцию 10.06.2014

#### **А.М. Терешин. Гиперзвуковой ПВРД с детонационным горением**

*В настоящее время для высокоскоростных летательных аппаратов, используемых в атмосфере Земли, рассматриваются сверхзвуковые и гиперзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели с дозвуковым или сверхзвуковым диффузионным процессом горения топлива в камере сгорания. В работе рассмотрена концепция гиперзвукового ПВРД, у которого возможно полностью решен один из основных вопросов реализации детонационного процесса горения: обеспечение однородной смеси перед фронтом детонации. Расчетными исследованиями показано, что в предлагаемой концепции гиперзвукового ПВРД реализуется либо смешанное диффузионное, либо (на расчетных режимах) детонационное горение. В качестве топлива подразумевается использование водорода или какого-либо другого альтернативного топлива. Определены основные конструктивные параметры проточного тракта двигателя и области его эксплуатации.*

**Ключевые слова:** гиперзвуковой прямоточный воздушно-реактивный двигатель, косой скачок уплотнения, косая волна детонации, волна разрежения.

#### **A.M. Tereshin. Hypersonic ramjet with detonation burning**

*Nowadays for the high-speed aircraft used in an atmosphere of the Earth, supersonic and hypersonic ramjets with subsonic or supersonic diffusion combustion of fuel in the combustion chamber are widely studied. This paper contains concept of hypersonic ramjet where probably one of the most important problems for realization of detonation combustion process is completely solved: maintenance of a homogeneous mix before detonation front. Computational researches show that in the suggested concept of hypersonic ramjet mixed diffusion combustion or (at design conditions) detonation combustion is realized. Application of hydrogen as fuel or any other alternative fuel is meant. The basic design data of the engine duct and its operation range are determined.*

**Key words:** the hypersonic ramjet, oblique shock wave, oblique detonation wave, depression wave

УДК 537.523:538.4

**А.А. ТРОПИНА, А.П. КУЗЬМЕНКО, Д.В. ВИЛЬЧИНСКИЙ**

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина*

## **СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ НА ОСНОВЕ НАНОСЕКУНДНОГО ИМПУЛЬСНОГО РАЗРЯДА**

*Предложена новая конструкция компактного генератора наносекундных импульсов на основе дрейфовых диодов с режимом восстановления. Приведены результаты эксперимента по использованию наносекундного импульсного разряда в качестве системы зажигания для двигателей внутреннего сгорания. Получено, что неравновесная плазма, формируемая разрядом, является эффективным средством для снижения удельного расхода топлива и концентрации оксидов азота. С помощью численного моделирования проведен анализ основных кинетических механизмов влияния разряда на формирование оксидов азота при высоких давлениях.*

**Ключевые слова:** наносекундный импульсный разряд, система зажигания, дрейфовые диоды с режимом восстановления, численное моделирование.

### **Введение**

Современные системы искрового зажигания можно разделить на две группы: индуктивного типа, содержащие катушку зажигания, которая запускается прерывателем или переключением транзистора; и системы конденсаторного типа с накоплением энергии в конденсаторе. Системы зажигания конденсаторного типа широко используются в гоночных автомобилях или в традиционных двухтактных двигателях. Энергия свечи и продолжительность разряда, генерируемого этими системами, зависят от конструкции конкретного двигателя. Однако средняя энергия разряда в искровом промежутке порядка 30 мДж, что в 10-100 раз больше, чем минимальная энергия воспламенения для горючих топливно-воздушных смесей при идеальных условиях. Длительность разряда для систем зажигания индуктивного типа, как правило, меняется в диапазоне 1-2 мс, для систем конденсаторного типа длительность генерируемой искры составляет величину порядка 0,1 мс.

### **1. Анализ последних публикаций**

В последнее время интенсивно начали развиваться альтернативные системы зажигания, использующие вместо искрового разряда микроволновой [1,2], лазерный [3] или наносекундный импульсный разряд [4,5]. Каждая из этих систем имеет свои преимущества и недостатки. Одним из недостатков системы зажигания на основе лазерного разряда является высокая стоимость оборудования для генерации разряда, что существенно ограничивает ее широкое применение в двигателях внутреннего сгорания (ДВС). Известным недостатком систем зажигания на основе микроволнового разряда является необходимость создания зоны

предварительной ионизации с помощью искрового разряда с последующим добавлением энергии микроволновым разрядом, что также усложняет общую конструкцию системы зажигания. Кроме того, одним из побочных эффектов микроволнового зажигания является повышение уровня оксидов азота в выпускных газах двигателя.

Известно, что диапазон параметров, при которых возникает детонация при горении стехиометрической смеси, и параметров, при которых происходит гашение пламени обедненной смеси, может быть значительно расширен путем использования неравновесной плазмы наносекундного импульсного разряда [6]. Неравновесная плазма используется для воспламенения ультра-бедных смесей при высоких давлениях, позволяя тем самым расширить пределы воспламеняемости и устойчивого распространения пламени. При этом появляется возможность управления таким параметром, как средняя энергия электронов, что в свою очередь, позволяет использовать такие системы не только для инициации горения, но и для усиления и поддержания стабильного процесса горения обедненных смесей в ДВС.

Важность активных радикалов в процессах воспламенения и распространения реакций горения достаточно хорошо известна. Использование коротких наносекундных импульсов при этом имеет свои преимущества. Во-первых, это приводит к уменьшению требуемой для зажигания мощности искры, во-вторых, использование коротких импульсов приводит к снижению продолжительности фазы разряда, соответствующей режиму высоких токов, и, соответственно, предотвращает перегрев электродов.

Наносекундный импульсный разряд представляет собой одну из альтернатив равновесным разрядам искрового типа. Ультракороткая длительность импульса не позволяет данному разряду значительно нагреть топливно-воздушную смесь, но при действии разряда происходит образование высокоэнергетических электронов и короткоживущих электронно- и колебательно-возбужденных частиц, которые являются инициаторами процесса горения.

В работе [5] рассматривались основные характеристики системы зажигания на основе наносекундного импульсного разряда конденсаторного вида, когда энергия каждого импульса накапливалась в конденсаторе, и вкладывалась в фазе пробоя межэлектродного промежутка. Как уже отмечалось, подобная конструкция системы зажигания является наиболее оптимальной для гоночных автомобилей. Кроме того, сами блоки генератора импульсов являются достаточно громоздкими, что ограничивает их применимость.

В настоящей работе представлена новая компактная конструкция генератора наносекундных импульсов на основе дрейфовых диодов с резким восстановлением (ДДРВ), используемая в качестве системы зажигания для обычных ДВС.

## 2. Цель и постановка задачи

Целью исследования является проведение сравнительного экспериментального анализа традиционной системы зажигания на основе искрового разряда и системы зажигания на основе наносекундного импульсного разряда, формируемого генератором на основе дрейфовых диодов с резким восстановлением.

Испытания системы зажигания были проведены на испытательном стенде кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. В состав стенда входит двигатель МеМЗ -307, основные характеристики которого следующие: а) степень сжатия – 9,5; б) диаметр цилиндра и ход поршня, мм – 75,0×73,5; в) рабочий объем – 1,299 л. Двигатель МеМЗ -307 четырехцилиндровый, с системой распределенного впрыска топлива, рядный, верхнеклапанный, четырехтактный.

В рамках сотрудничества с Физико-техническим институтом имени А.Ф. Иоффе РАН была разработана компактная конструкция блоков генератора наносекундным импульсов на основе ДДРВ (рис. 1), которые для проведения эксперимента были объединены в общую конструкцию (рис. 2) с целью обеспечения возможности изменения амплитуды и частоты сигнала.

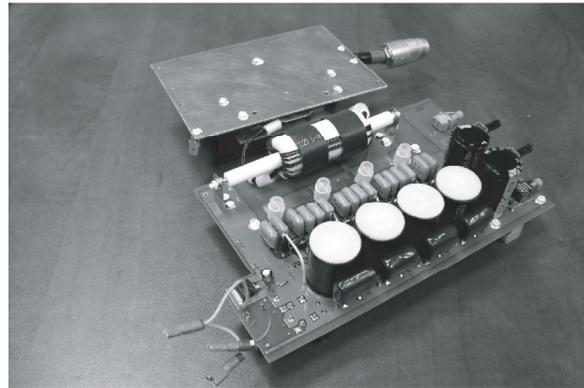


Рис. 1. Блоки генератора наносекундного импульсного разряда на основе ДДРВ



Рис. 2. Генератор наносекундных импульсных разрядов

Основные характеристики сигнала, формируемого генератором:

- 1) ширина импульса – 10 нс,
- 2) максимальное напряжение – 30 кВ,
- 3) максимальная частота – 10 кГц.

## 3. Результаты измерений

Схема испытаний включала в себя проведение измерений токсичности выхлопных газов двигателя и расхода топлива при различной нагрузке и числе оборотов двигателя.

Результаты измерений удельного расхода топлива представлены в таблице 1, где режимы 1-8 соответствуют стандартной системе зажигания, режимы 9-10 – системе зажигания на основе наносекундного импульсного разряда при частоте сигнала 1 кГц. Поскольку в данной серии экспериментов не удалось полностью перестроить программу по изменению угла опережения зажигания, который существенно меняется при замене системы зажигания, испытания системы зажигания на основе наносекундного импульсного разряда были проведены только для случая малых нагрузок.

Таблица 1  
Результаты измерений удельного расхода топлива

Номер режима	Число оборотов двигателя	Нагрузка (%)	Удельный расход топлива г/(кВт. ч)
1	3000	100 (P = 25,6 кг)	321.03
2		75	313.11
3		50	235.58
4		20	97.19
5	3500	100 (P = 25,6 кг)	1343.23
6		75	729.59
7		50	405.53
8		20	144.55
9	3500	20	127.62
10	3000	20	96.46

Можно отметить, что замена системы зажигания позволяет обеспечить более полное сгорание топлива, что, в свою очередь, приводит к снижению удельного расхода топлива, и соответственно, к повышению эффективности работы двигателя. С учетом того, что в данном эксперименте рассматривалось горение стехиометрической смеси, следует ожидать еще более высокого уровня снижения расхода топлива при обеднении смеси.

В то же время организация такого воспламенения позволяет обеспечить снижение содержания оксидов азота в выхлопных газах двигателя (рис. 2) по сравнению со случаем стандартного искрового зажигания.

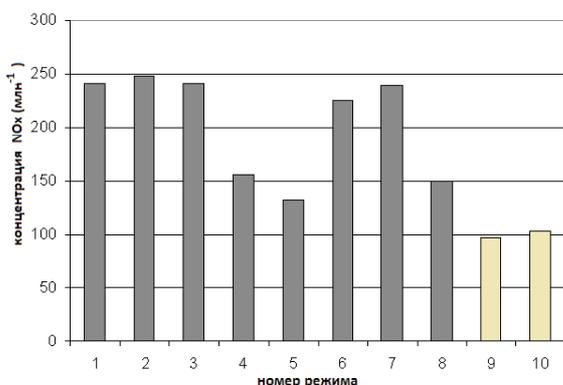


Рис. 3. Экспериментальные значения концентрации оксидов азота в выхлопных газах для различных режимов работы двигателя

#### 4. Результаты расчетов

Для того, чтобы объяснить наблюдаемые тенденции снижения концентрации оксидов азота при воспламенении наносекундным импульсным разрядом в условиях высоких давлений дополнительно были проведены расчеты химического состава смеси с помощью разработанного на языке FORTRAN программного пакета S-PLASIG, который включает в себя следующие программные блоки: блок расчета констант скоростей реакций с участием электронов на основе решения уравнения Больцмана; блок расчета констант скоростей реакций с участием нейтральных частиц на основе соотношений Аррениуса, блок расчета термодинамических свойств смеси и программный модуль DLSODE для решения системы уравнений химической кинетики. Верификация программы и детали дискретизации приведены в работе [7].

При моделировании процесса воспламенения импульсным наносекундным разрядом использовалась кинетическая схема горения углеводородов GRI 3.0, содержащая 53 нейтральные компоненты и 322 реакции [8]. Дополнительно учитывалось наличие положительных и отрицательных ионов, электронов и электронно-возбужденных частиц вида

$O_2(a^1\Delta)$ ,  $O_2(b^1\Sigma)$ ,  $O_2(c^1\Sigma)$ ,  $O(^1D)$ ,  $O(^3P)$ ,  $N_2(A^3\Sigma)$ ,  $N(^4S)$ ,  $N_2(B^3\Pi)$ ,  $N_2(C^3\Pi_u)$ ,  $N(^2D)$ ,  $N(^2P)$ ,  $N_2(a^1\Sigma)$ , а также колебательно возбужденных молекул азота в основном электронном состоянии  $N_2(x^1\Sigma, v)$ . Используемая кинетическая схема, дополнительно к механизму горения углеводородов, включала 343 реакции с участием заряженных и возбужденных частиц [9].

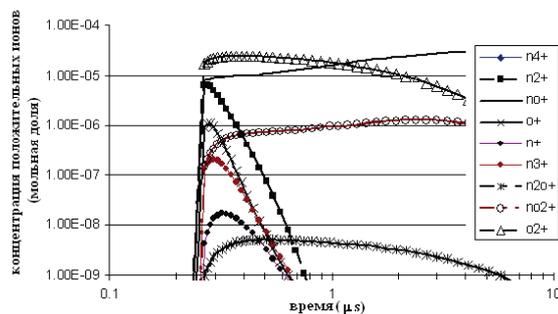


Рис. 2. Временные зависимости концентраций положительных ионов

Расчеты ионного состава, проведенные для случая действия наносекундного импульса длительностью 10 нс, с напряжением 25 кВ на предварительно нагретую до температуры 700 °К (при  $p_0=10$  атм) топливно-воздушную смесь показали следующее. Основными по-

ложительными ионами, которые формируются наносекундным импульсным разрядом являются ионы  $\text{NO}^+$  и ионы  $\text{O}_2^+$  (рис. 2). Основным отрицательным ионом в таких условиях (рис. 3) является ион  $\text{O}^-$ .

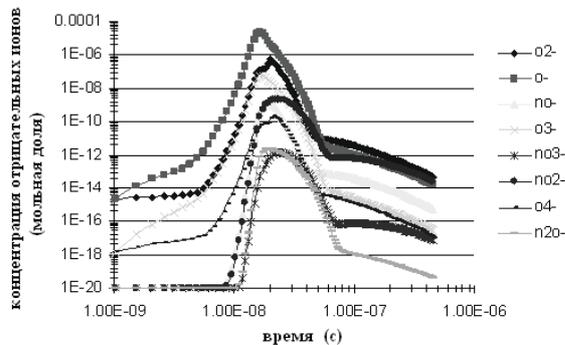


Рис. 3. Временные зависимости концентраций отрицательных ионов

В то же время было получено, что формирование ионов при действии разряда не является причиной наблюдаемого снижения оксидов азота. Еще одним результатом действия разряда является формирование различного рода радикалов, в частности, атомов кислорода, радикалов  $\text{OH}$  и  $\text{CH}$ . Результаты расчетов влияния каждого из этих компонентов на формирование оксидов азота приведены на рис. 4-5. Анализ полученных расчетных данных позволяет утверждать следующее.

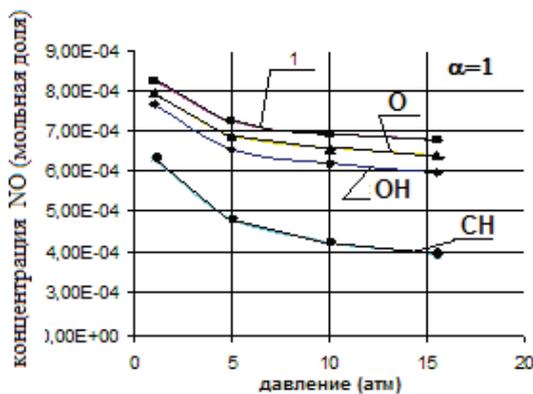


Рис. 4. Зависимости равновесной концентрации оксидов азота от давления в камере сгорания при воспламенении импульсным наносекундным разрядом (стехиометрическая смесь): 1- без разряда

Наблюдаемое в экспериментах снижение содержания оксидов азота в выхлопных газах двигателя при использовании системы зажигания на основе наносекундного импульсного разряда, связано с радикалом  $\text{CH}$ , который формируется в результате расщепления раз-

рядом молекулы топлива. Согласно кинетической схеме горения углеводородов GRI 3.0 [8] радикал  $\text{CH}$  активно реагирует с молекулами  $\text{NO}$ , тем самым, существенно снижая содержание оксидов азота.

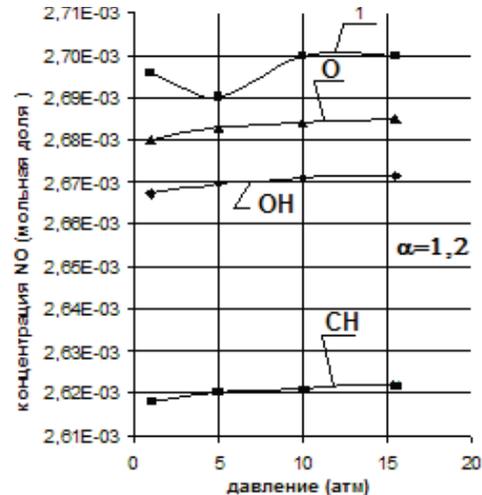


Рис. 5. Зависимости равновесной концентрации оксидов азота от давления в камере сгорания при воспламенении импульсным наносекундным разрядом (обедненная смесь): 1- без разряда

## 5. Выводы

Представлена модель компактного генератора наносекундного импульсного разряда на основе дрейфовых диодов с резким восстановлением.

Представлены результаты эксперимента по измерению удельного расхода топлива и содержания оксидов азота в ДВС с системой воспламенения на основе наносекундного импульсного разряда.

Показано, что основным радикалом, ответственным за снижение оксидов азота при воспламенении наносекундным импульсным разрядом, является радикал  $\text{CH}$ .

## Литература

1. Esakov I.I. Efficiency of propane-air mixture combustion assisted by deeply undercritical MW discharge in cold high-speed airflow [Text]/ I.I. Esakov, L.P. Grachev, K.V. Khodataev, V.A. Vinogradov, D.M. Van Wie /44<sup>th</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, Nevada, USA, 2006), AIAA-2006-1212.
2. DeFilippo A. Extending the lean stability limits of gasoline using a microwave-assisted spark plug [Text]/ A. DeFilippo, S. Saxena, V. Rapp // SAE Paper 2011-01-0663. — 2011.
3. Phuoc T. X. Laser-induced spark ignition of  $\text{CH}_4$ -air mixture [Text]/ T. X. Phuoc, F. P. White //

Combustion and Flame. — Vol.136. — 2006. — P. 199-205.

4. Puchkarev V. Energy efficient plasma processing of gaseous emission using a short pulse discharge [Text]/ V. Puchkarev, M. Gundersen// Appl. Phys. Lett. — Vol. 71(23). — 1997. — P. 3364-3366.

5. Tropina A.A. Comparative analysis of engine ignition systems [Text]/ A.A. Tropina A.A., L. Lenarduzzi, S.V. Marasov, A.P. Kuzmenko// IEEE Trans. on Plasma Science. — Vol. 37. — 2009. — P. 2286-2292.

6. Messina D. Study of a non-equilibrium nanosecond discharge at atmospheric pressure using coherent anti-Stokes Raman scattering [Text]/ D. Messina, B. Attal-Tretout, F. Grisch// Proc. of the Comb. Inst. — Vol. 31. — 2007. — P. 825-832.

7. Тропіна А.А. Механізми воспламенения импульсным наносекундным разрядом[текст] / А.А. Тропина// Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». — Х., 2010. — Вып. 5(72). — С. 64-70.

8. Kinetic scheme of high temperature methane oxidation [электронный ресурс]/G.P. Smith, D.M. Golden, M. Frenklach. Режим доступа [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mec](http://www.me.berkeley.edu/gri_mec).

9. Tropina A.A. Non-equilibrium plasma influence on the minimum ignition energy. Part I: Discharge model [Text]/ A.A. Tropina, M. Uddi, Y. Ju. // IEEE Trans. on Plasma Sci.— Vol. 39, No. 1. — 2011. — P. 615-623.

Поступила в редакцию 20.06.2014

**А.А. Тропіна, А.П. Кузьменко, Д.В. Вільчинський. Система запалювання на базі наносекундного імпульсного розряду**

*Запропоновано нову конструкцію компактного генератора наносекундних імпульсів на основі дрейфових діодів із різким відновленням. Наведені результати експерименту з використання наносекундного імпульсного розряду в якості системи запалювання для двигунів внутрішнього згоряння. Одержано, що нерівноважна плазма, що формується розрядом, є ефективним засобом для зниження питомого розходу палива і концентрації оксидів азоту. За допомогою чисельного моделювання проведено аналіз головних кінетичних механізмів впливу розряду на формування оксидів азоту при високому тиску.*

**Ключові слова :** наносекундний імпульсний розряд, система запалювання, дрейфові діоди із різким відновленням, чисельне моделювання.

**A.A. Tropina, A.P. Kuzmenko, D.V. Vilchinsky. Ignition system on the basis of the nanosecond pulsed discharge**

*A new model of the compact generator of nanosecond pulses on the basis of drift step recovery diodes has been proposed. Experimental results of nanosecond pulsed discharge using as an ignition system for internal combustion engines has been presented. It was obtained that nonequilibrium plasma formed by the discharge is an effective way for the specific fuel consumption decrease as well as the nitride oxide concentration decrease. Analysis of main kinetic mechanisms of the discharge influence of the nitride oxide formation at high pressures has been carried out by the numerical modeling.*

**Key words:** nanosecond pulsed discharge, ignition system, drift step recovery diodes, numerical modeling.

УДК 629.7.083

**Ю.А. УЛИТЕНКО, А.В. ЕЛАНСКИЙ, И.Ф. КРАВЧЕНКО***ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье*

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВУХКОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ФОРСАЖНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ ПУТЕМ ВПРЫСКА ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ ВОЗДУХОЗАБОРНИКА**

*В данной статье кратко рассмотрена возможность качественного улучшения скоростных показателей силовой установки, созданной на базе турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой сгорания, путем впрыска воды на входе в двигатель. Также рассмотрена возможность применения данной силовой установки в качестве первой ступени транспортно-космической системы при скорости полета до  $M_{II} = 6$ . Проведен анализ существующих разработок. Изложены и обоснованы результаты расчетов по необходимому количеству охладителя для охлаждения рабочего тела до заданной температуры. Практическое применение полученных результатов позволит решить ряд транспортных проблем по доставке полезных грузов на околоземную орбиту, а в перспективе и созданию высокоскоростных летательных аппаратов для пассажирских перевозок.*

**Ключевые слова:** транспортно-космическая система, комбинированная силовая установка, турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой, летательный аппарат, рабочее тело, впрыск воды.

### **Введение**

Наибольшее распространение в военной авиации получили турбореактивные двухконтурные двигатели с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ). Однако их скоростные характеристики ограничены значениями  $M_{II} = 2-3$  (например, для ТРДДФ РД-33 –  $M_{II \text{ MAX}} = 2,35$ , а для ТРДДФ Д-30Ф6 –  $M_{II \text{ MAX}} = 2,83$ ).

В связи с тем, что в течение последних 10 лет в мире широким фронтом развернулись исследования авиационной и ракетной техники, оснащенной комбинированными силовыми установками (КСУ), проблема увеличения скоростных характеристик ТРДДФ становится как никогда актуальной.

Причина состоит в желании не только решить военные проблемы, но и предложить принципиально новые транспортные средства, предназначенные для вывода полезных грузов на околоземную орбиту, а также экономичной и сверхоперативной доставки пассажиров и грузов при трансконтинентальных перелетах.

Транспортно-космическая система (ТКС) [1, 2], оснащенная комбинированными воздушно-реактивными двигателями, может быть эффективно использована для вывода малых искусственных спутников земли, а сверхзвуковые и гиперзвуковые летательные аппараты позволяют решить разнообразные военные задачи в кратчайшие сроки.

Однако разработка подобных летательных аппаратов (ЛА), оснащенных воздушно-реактивными и комбинированными двигателями, сталкивается с рядом практических трудностей.

Большие скорости воздушного потока на входе при традиционных системах сжатия приводят к недопустимому уровню потерь полного давления, что влияет на экономичность и, соответственно, дальность полета. Также большие скорости приводят к значительному росту температуры на входе в двигатель, что сказывается на тепловом состоянии двигателя и его вырождению по скорости полета.

Чтобы расширить диапазон эксплуатации ТРДДФ до уровня скоростей, равных  $M_{II} = 5-6$ , возможно применение впрыска воды в воздухозаборник.

Идея использовать обычную воду для улучшения работы авиационных двигателей более чем привлекательна. И потому, что вода – самое распространенное и привычное вещество в повседневном обиходе, и потому, что она участвует, чуть ли не во всех известных технологических процессах. Ее применение не требует затрат на создание новых производственных мощностей.

Ожидается, что впрыск воды приведет к охлаждению воздушного потока и увеличит давление заторможенного потока, пропускную способность двигателя и степень сжатия. Таким образом, впрыск воды повысит расход воздуха

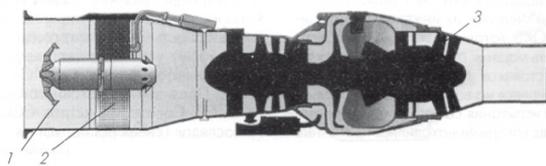
и топлива в двигателе и тем самым позволит увеличить или поддержать необходимую тягу. Также вода резко снижает не только температуру деталей двигателя, но и температуру топливоздушную смеси.

Таким образом, в настоящей статье рассмотрена возможность применения впрыска воды на входе в двигатель для увеличения скоростных характеристик ТРДДФ и целесообразность ее применения в перспективных ЛА.

### Анализ существующих разработок

Турбореактивные двигатели развивались высокими темпами где-то до середины 80-х годов. Затем, по аналогии с развитием поршневых двигателей, наблюдается явное замедление прогресса, затягивается создание реактивного двигателя пятого поколения F119 и F135/136. В ходе программ модернизации ИНРТЕТ характеристики двигателей четвертого поколения F100-PW-229 и F110-GE-129 практически доведены до уровня пятого поколения. Проведенное исследование развития характеристик реактивных двигателей по поколениям показало, что, начиная с ГТД третьего поколения, основные удельные параметры, такие как удельная масса и удельный расход топлива  $C_{уд}$ , снижаются незначительно, при этом относительная цена двигателя резко возрастает.

В то же время, изучаются возможности качественного улучшения скоростных показателей силовых установок, созданных на базе газотурбинных двигателей. Весьма привлекательным вариантом считается двигатель SteamJet (рисунок 1). Данная установка представляет собой обычный турбореактивный двигатель с инжектором, обеспечивающим впрыск воды, жидкого воздуха или кислорода в воздушный канал воздухозаборника. Подача газифицированного в теплообменнике компонента позволяет повысить эффективность работы компрессора, а также снизить температуру торможения.



1 – инжектор, 2 – теплообменник, 3 – ТРД  
Рис. 1. Схема двигателя SteamJet

Компьютерное моделирование работы двигателя SteamJet, выполненное в Исследовательской лаборатории BBC AFRL (Air Force Research Laboratory), показало стабильность характеристик изделия от момента взлета до скоростей  $M_{II} = 6$ , при этом расход топлива оказался несколько меньшим, чем у комбинированной

турбо-прямоточной силовой установки, а тяговооруженность – на уровне ПВРД.

По мнению разработчиков, диапазон применения такого двигателя весьма широк: от крылатых ракет и гиперзвуковых экспериментальных аппаратов до самолетов – разгонщиков ракетно-космических систем.

Так, например, двигательной установкой типа SteamJet предлагается комплектовать первую ступень частично многоразовой транспортной системы Rascal (Responsive Access Small Cargo Affordable Launch), которая предназначена для оперативного запуска военных спутников массой 75-100 кг. Новое средство выведения представляется специалистами Управления перспективных разработок Министерства обороны DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) как сборка многоразовой первой ступени самолетного типа и двух одноразовых ракетных блоков.

После изучения конкурсных предложений промышленных компаний контракт на техническое проектирование системы был заключен весной 2003 г. с фирмой Space Launch. Продолжительность работ этого этапа программы, общая стоимость которой 88 млн. долл., составила 18 месяцев и завершилась во второй половине 2004 г.

Разрабатываемый компанией Space Launch самолет-разгонщик, получивший обозначение MPV (MIPCC-Powered Vehicle – «Аппарат с охлаждаемыми двигателями»), представляет собой высокоплан с треугольным крылом и двухкилевым хвостовым оперением. Планер проектируется фирмой Scaled Composites, в его конструкции будут преобладать композиционные материалы с теплозащитой, а отдельные термонагруженные элементы намечается изготавливать из титана и стали.

При длине 27,1 м и размахе крыла 27,4 м взлетная масса ступени составит 36,3 т. Силовая установка самолета комплектуется четырьмя усовершенствованными турбовентиляторными двигателями серии F100 фирмы Pratt and Whitney. Эти ТРДДФ со встроенной системой MIPCC обеспечат тяговооруженность системы, близкую к значению 2:1.

Самолет MPV рассчитывается на взлет с обычной аэродромной полосы. Достигнув высоты 9 км, аппарат в форсажном режиме совершит «горку» с разгоном до скорости  $M_{II} = 4$  на высоте 36 км, после чего силовая установка будет отключена и самолет продолжит подъем в свободном полете. Отделение ракетного блока массой 7,3 т должно производиться при приближении к апогею траектории на высоте 58-60 км. После входа в атмосферу самолет с включенными двигателями вернется к месту старта.

Энергетические характеристики системы RASCAL позволят доставлять на солнечно-синхронную орбиту высотой 500 км спутники массой 115 кг, а на такую же по высоте орбиту с наклонением  $28,5^\circ$  - грузы массой 180 кг. При этом изучаются возможности использования системы для выведения грузов на баллистические траектории.

Среди других показателей проектируемой системы в печати отмечаются следующие: стоимость запуска не должна превышать 750 тыс. долл., период послеполетного обслуживания определен в 24 часа, а оперативность проведения старта в 1 час.

В данном разделе была использована литература [3, 4, 5, 6, 7].

#### Постановка задачи

Решить проблему увеличения скоростных характеристик ТРДДФ [8] с помощью впрыска воды.

Определить расход воды для обеспечения охлаждения рабочего тела (воздуха) на входе в двигатель до  $120^\circ\text{C}$ ,  $200^\circ\text{C}$  и  $300^\circ\text{C}$ .

Работа двигателя осуществляется на скоростях 0 - 6 Махов и до высот 25 - 40 км.

Силовая установка должна быть работоспособной, исходя из условий всех этапов эксплуатации (руление по взлетно-посадочной полосе (ВПП), старт с ВПП, разгон, возврат на аэродром базирования и посадка на ВПП) и обеспечивать максимальную тяговооруженность при минимальном расходе топлива.

Эксплуатация не должна требовать создания специальной инфраструктуры на аэродромах, а обеспечиваться существующей базой, что расширит географию применения ЛА.

#### Решение задачи

В рамках работы рассмотрена возможность применения системы для впрыска охладителя на входе в ТРДДФ, разработанного ГП «Ивченко-Прогресс».

В качестве охладителя была выбрана вода, как наиболее распространенное и дешевое вещество.

На дозвуковых скоростях полета впрыскивание жидкости в поток воздуха в ТРДДФ с последующим ее испарением позволяет увеличить тягу, но ухудшает его экономичность и может быть использовано, главным образом, в условиях взлета. Также оно может применяться для восстановления тяги двигателя в жаркую погоду или при низких давлениях воздуха, а также для увеличения тяги при нормальных атмосферных условиях с целью уменьшения взлетной дистанции при увеличении полезного груза самолета.

Для сверхзвуковых скоростей предполагается, что применение системы впрыска обеспечит стабильность характеристик двигателя до скоростей  $M_{П} = 3,5-6$ , при этом расход топлива должен

несколько уменьшиться, а тяговооруженность приблизиться к уровню ПВРД. Также впрыск резко снижает не только температуру деталей двигателя, но и температуру топливоздушную смеси.

Следует отметить, что, как правило, для ТРДД и ТРДДФ, впрыск воды осуществляется перед компрессором внутреннего контура, так как подача воды перед вентилятором будет неэффективной из-за отбрасывания ее рабочими лопатками во внешний контур двигателя.

В этом случае тяга двигателя увеличивается по следующим причинам [9]:

- увеличивается расход воздуха и расход газа из-за увеличения производительности компрессора и дополнительной массы водяного пара;

- увеличивается свободная энергия, как следствие увеличения степени повышения давления и газовой постоянной продуктов сгорания.

Однако основной целью нашего исследования являлось снижение температуры воздуха на входе в двигатель для снижения тепловых нагрузок. Поэтому впрыск воды осуществляется в проточную часть воздухозаборника. При этом впрыск воды должен обеспечить охлаждение рабочего тела до температуры  $120^\circ\text{C}$ ,  $200^\circ\text{C}$  или  $300^\circ\text{C}$ . Расчет проводился при различных температурах подаваемого охладителя (воды), которые составляют  $20^\circ\text{C}$  и  $60^\circ\text{C}$ , с учетом и без учета потерь в воздухозаборнике (рисунок 2).

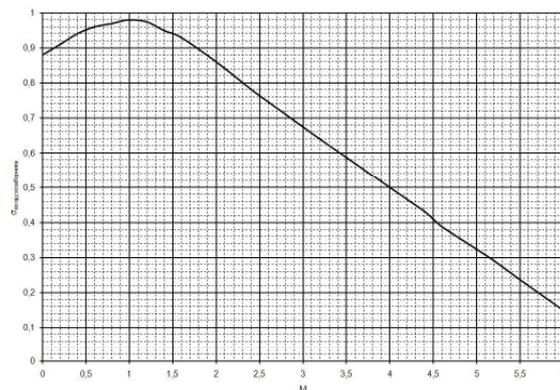


Рис. 2. Характеристика воздухозаборника

Результаты отображены графически на рисунках 3 - 14.

Расчет проводился для одного килограмма воздуха. То есть на графиках отображено количество воды, необходимое для охлаждения 1 кг воздуха до температур  $120^\circ\text{C}$ ,  $200^\circ\text{C}$  или  $300^\circ\text{C}$  при заданных условиях полета ЛА.

Из проведенных расчетов видно, что диапазон применения данного охладителя определяется, в первую очередь, температурой, до которой необходимо охладить рабочее тело (воздух) на входе в двигатель.

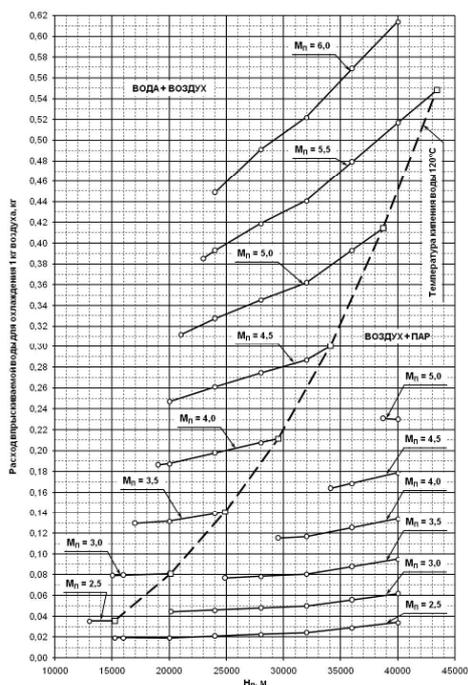


Рис. 3. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20 °С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 120\text{ °С}$ )

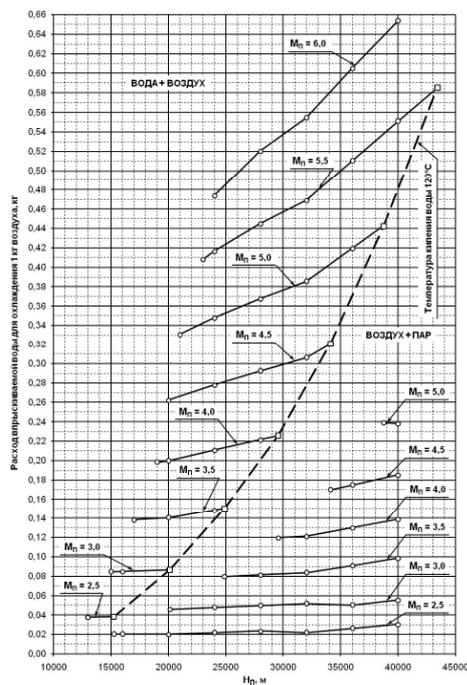


Рис. 5. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60 °С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 120\text{ °С}$ )

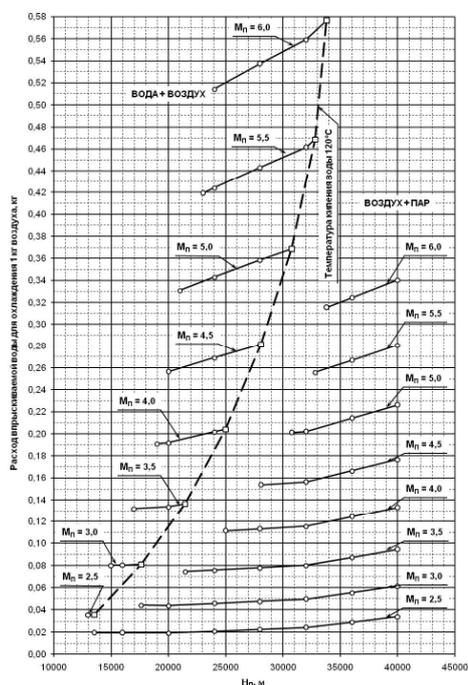


Рис. 4. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20 °С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 120\text{ °С}$ )

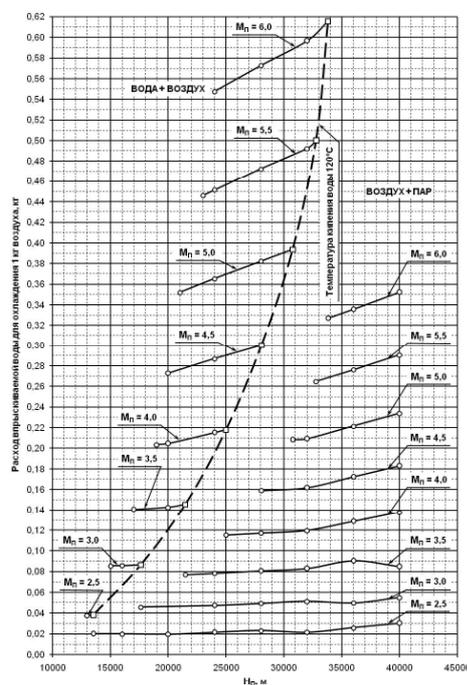


Рис. 6. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60 °С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 120\text{ °С}$ )

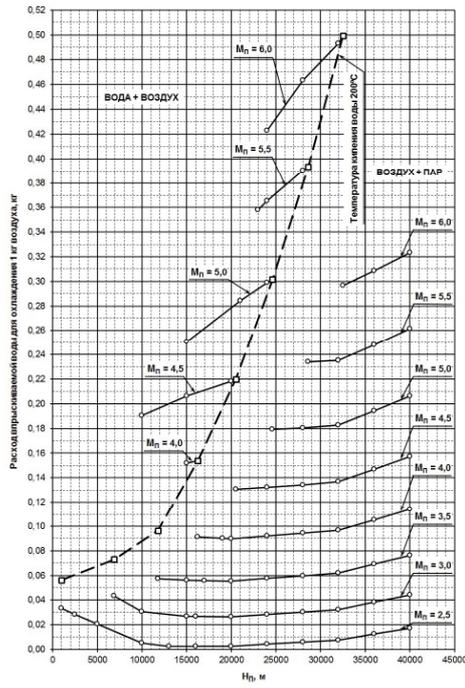


Рис. 7. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20° С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 200$  °С)

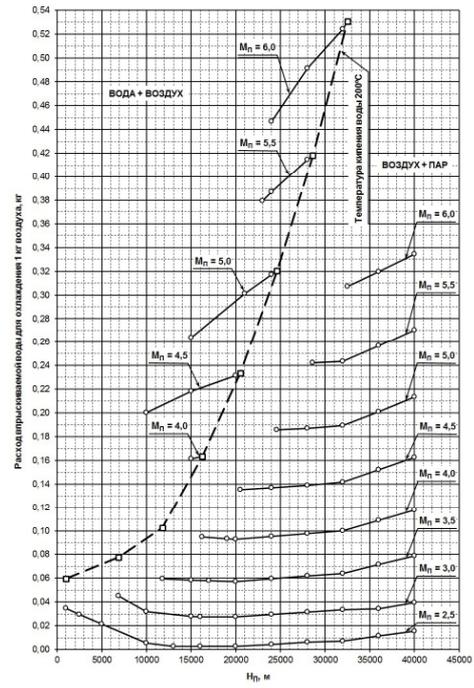


Рис. 9. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60° С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 200$  °С)

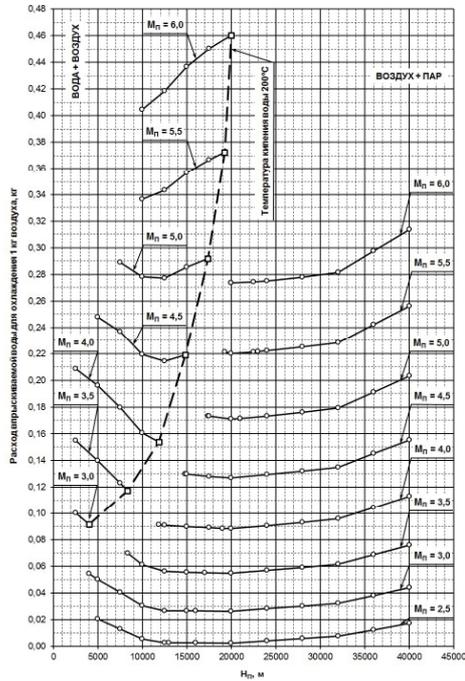


Рис. 8. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20° С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 200$  °С)

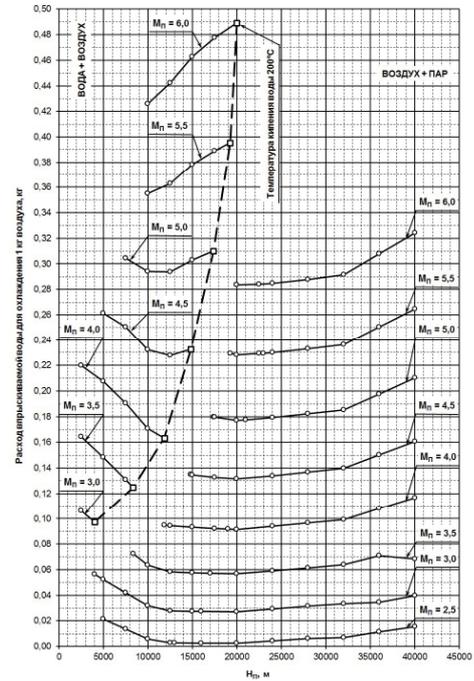


Рис. 10. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60° С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 200$  °С)

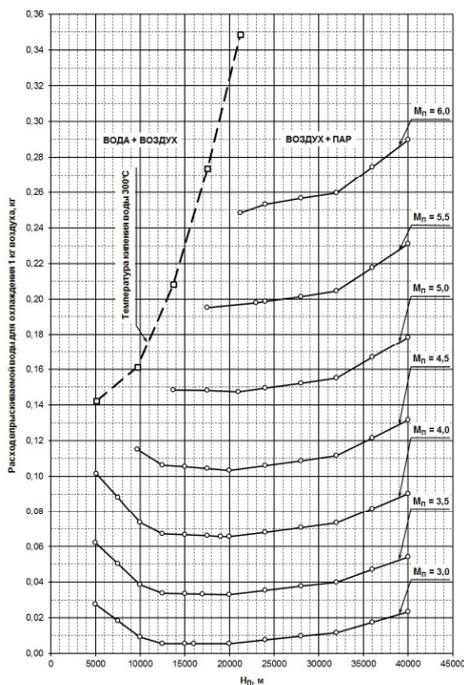


Рис. 11. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20 °С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

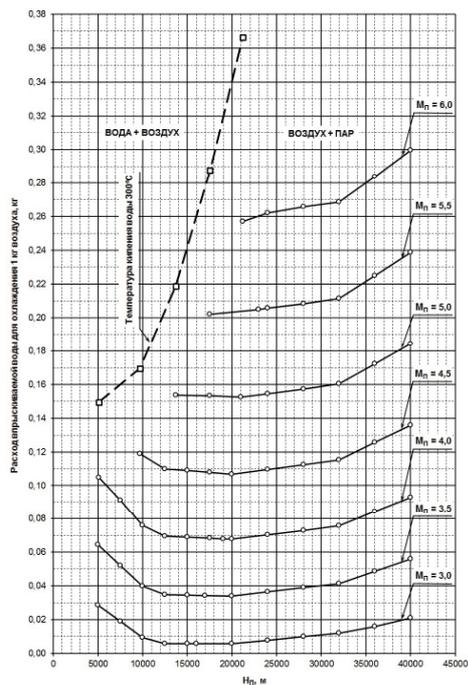


Рис. 13. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60 °С) в зависимости от скорости и высоты полета без учета потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

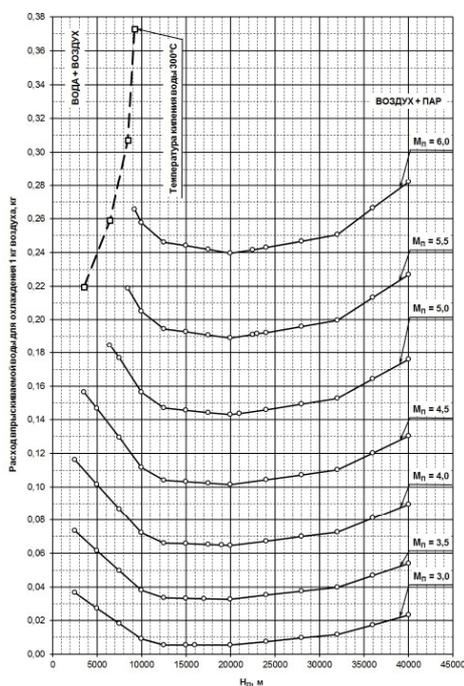


Рис. 12. График изменения потребного количества охладителя (воды при 20 °С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

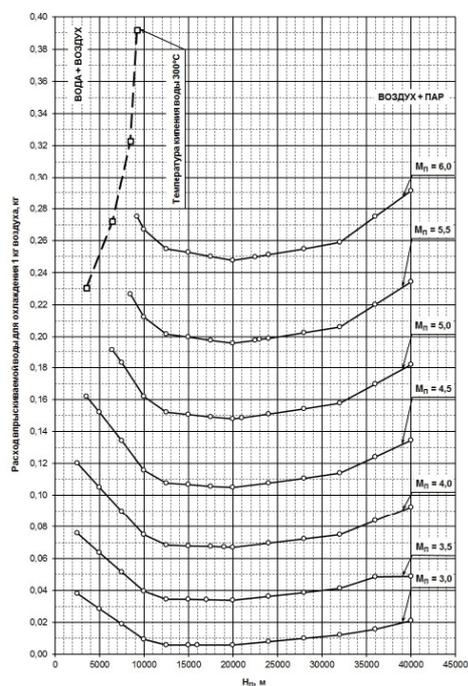


Рис. 14. График изменения потребного количества охладителя (воды при 60 °С) в зависимости от скорости и высоты полета с учетом потерь в воздухозаборнике ( $T^*_{ВХ МАХ} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

Также из графиков видно, что диапазон эксплуатации данной системы уменьшается с ростом скорости и высоты полета вследствие уменьшения давления и, соответственно, уменьшения температуры кипения воды (рисунок 15). То есть, на определенных режимах становится физически невозможным испарить охладитель, так как его температура кипения ниже необходимой температуры рабочего тела.

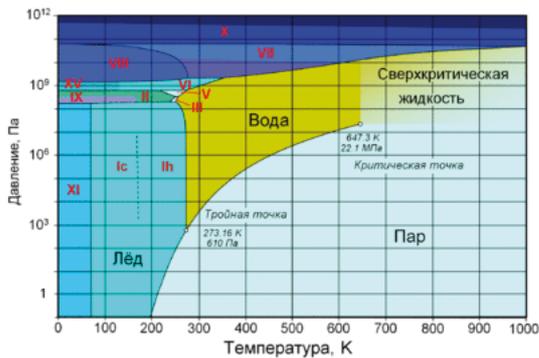


Рис. 15. Фазовая диаграмма воды

Кроме того, с увеличением скорости и высоты значительно увеличивается потребный расход охладителя. В некоторых случаях он достигает значений, соизмеримых с расходом топлива, что значительно увеличит взлетный вес ЛА.

Полученные зависимости демонстрируют влияние потерь в воздухозаборнике на потребный расход воды. Четко прослеживается, что с увеличением потерь происходит и рост расхода охладителя.

Также применение данной системы приведет к изменению физических свойств рабочего тела (вместо воздуха рабочим телом становится паровоздушная смесь). Вследствие этого требуется существенное изменение и усложнение конструкции двигателя:

- применение двойной системы питания со специальным оборудованием для впрыска воды;
- изменение размеров и формы проточной части двигателя;
- усиление корпусов;
- перефилирование лопаток компрессоров и турбин;
- изменение применяемых материалов.

Непосредственно в баках ЛА необходимо поддерживать воду в жидком состоянии.

Кроме того, работа на водотопливных смесях связана и с некоторыми неприятностями. В отработавших газах незначительно увеличивается концентрация углеводородов.

В 1 кг воды содержится около 75 - 100 мг различных солей, что при длительном использовании может привести к эрозии металлов в проточной части двигателя.

Проблема эрозии разрешима путем применения для впрыска дистиллированной воды.

Также необходимо учитывать термическую диссоциацию при высоких температурах рабочего тела, что может дать дополнительную энергию в процессе горения.

### Выводы

Проведенный авторами комплекс научно - исследовательских работ по вопросу впрыска воды в воздухозаборник двигателя позволяет сделать следующие выводы:

1. Диапазон применения данной системы зависит от температуры, до которой необходимо охладить рабочее тело (чем выше температура, тем шире диапазон применения) и уменьшается с ростом высоты и скорости полета. При скорости полета  $M_{П} = 6$  для охлаждения до температуры  $120^{\circ}\text{C}$  ее практическое применение становится нецелесообразным;

2. Чем ниже температура воды, тем меньшее количество необходимо для охлаждения потока воздуха на входе в двигатель. Однако для поддержания необходимой и постоянной температуры во время впрыска в тракт воздухозаборника ( $20^{\circ}\text{C}$ ,  $60^{\circ}\text{C}$  и т.д.) необходим теплообменник, который отяжелит ЛА. Также значительной проблемой является свойство воды замерзать (в баке) при низких температурах и поэтому необходимо оценить возможность применения водо-спиртовой смеси;

3. С увеличением скорости и высоты значительно увеличивается потребный расход охладителя. В некоторых случаях он достигает значений, соизмеримых с расходом топлива, что значительно увеличит взлетный вес ЛА;

4. Применение системы впрыска воды приведет к усложнению конструкции двигателя и системы автоматического управления.

5. Значительный вес и расход воды для снижения температуры на входе в двигатель отрицательно сказывается на дальности и продолжительности полета ЛА.

Итак, впрыск воды в двигатель позволяет расширить диапазон эксплуатации до  $M_{П} = 3,5-6$  и в то же время создает конструктивные и эксплуатационные трудности.

Таким образом, возможность практического применения данной системы для увеличения скоростного диапазона эксплуатации двигателя вполне применима, но требует дополнительной и более детальной проработки в системе двигателя и ЛА.

**Литература**

1. Калиниченко Д.С. Методический подход к проектированию транспортно-космической системы / А.В. Аксененко, А.Э. Кашанов, Н.В. Полуян, В.Е. Тарасов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* : зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2012. – Вып. 4(91). – С. 27–33.

2. Разработка концепции создания силовой установки на базе ТРДД АИ-222-25Ф для полетов со скоростями 0...6 М на высотах до 25...40 км.: отчет о НИР / Государственный концерн УКРОБОРОНПРОМ; Государственное предприятие «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» имени

академика А.Г. Ивченко» рук. В.М. Меркулов – Т/о № 53/2012 – 2012. – 10 с.

3. *Flight International*, 2000, 7-13/XI, vol. 158, N 4754, p. 43.

4. *Flight International*, 2001, 24-30/VII, vol.160, N 4790, p. 6.

5. *Aviation Week and Space Technology*, 2001, 5/XI, vol. 155, N 19, p. 64, 65.

6. *Space News*, 2002, 6/V, vol.13, N 18, p. 6.

7. *Flight International*, 2003, 27/V-2/VI, vol..163, №4884, p. 28.

8. Скубачевский Г.С. // *Авиационные газотурбинные двигатели* / Москва «Машиностроение», 1974. – 521 стр.

9. Шляхтенко С.М. // *Теория воздушно-реактивных двигателей* / Москва «Машиностроение», 1975. – 567 стр.

*Поступила в редакцию 01.06.2014*

**Ю.О. Улітенко, О.В. Єланський, І.Ф. Кравченко. Модернізація турбореактивного двоконтурного двигуна з форсажною камерою згоряння шляхом впорскування води в проточну частину повітрязбірника**

*В даній статті коротко розглянута можливість якісного покращення швидкісних показників силової установки, створеної на базі турбореактивного двоконтурного двигуна з форсажною камерою згоряння, шляхом впорскування води на вході в двигун. Також розглянута можливість застосування даної силової установки в якості першої ступені транспортно-космічної системи при швидкості польоту до  $M_{\Pi} = 6$ . Виконано аналіз існуючих розробок. Викладені та обґрунтовані результати розрахунків з необхідної кількості охолоджувача для охолодження робочого тіла до заданої температури. Практичне застосування отриманих результатів дозволить вирішити ряд транспортних проблем з доставки корисних вантажів на навколосезну орбіту, а в перспективі і створенню високошвидкісних літальних апаратів для пасажирських перевезень.*

**Ключові слова:** транспортно-космічна система, комбінована силова установка, турбореактивний двоконтурний двигун з форсажною камерою, літальний апарат, робоче тіло, впорскування води.

**YU.A. Ulitenko, A.V. Yelansky, I.F. Kravchenko. Upgrading of bypass turbofan engine with afterburner by water injection in air intake air-gas channel**

*A brief look is taken in this paper at a possibility for improving qualitatively the speed characteristics of a power-plant based on the bypass turbofan engine with afterburner by injecting water in the engine inlet. Also considered is a possibility for using this power-plant as a primary stage of space transportation system at flight speeds up to  $M_F = 6$ . An analysis of existing developments was carried out. Stated and substantiated are the calculation results for required coolant quantity for cooling the working medium to a predetermined temperature. Practical application of the results obtained will permit to solve a set of transportation problems on delivering payloads at space orbit, and eventually creating high-speed air vehicles for carriage of passengers as well.*

**Key words:** space transportation system, compound propulsion system, bypass turbofan engine with afterburner, air vehicle, working medium, water injection.

УДК 681.518:519.87:004.8(045)

О.С. ЯКУШЕНКО<sup>1</sup>, П.В. КОРОЛЬОВ<sup>1</sup>, В.Є. МІЛЬЦОВ<sup>1</sup>, О.І. ЧУМАК<sup>1</sup>,  
В.М. ОХМАКЕВИЧ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Національний авіаційний університет, Україна

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВІАЦІЙНОГО ГТД ЗА ПОЛЬОТНИМИ ДАНИМИ

Створено нелінійну другого рівня складності математичну модель робочого процесу двигуна ПС-90А, яка дозволяє вирішувати пряму задачу визначення значень параметрів функціонування двигуна на основі відомих значень параметрів його стану та режимних параметрів. Модель використовує двомірні функціональні характеристики компресора та турбіни, які можуть бути скореговані за допомогою масштабних коефіцієнтів (параметрів стану) вузлів. Розглянуто питання ідентифікації отриманої моделі за параметрами, зареєстрованими при реальних випробуваннях двигуна. Проведено об'рунтований вибір параметрів ідентифікації моделі. Проведено ідентифікацію та сформовано модель, що описує робочий процес середньостатистичного двигуна. Наведено отримані при ідентифікації результати.

**Ключові слова:** математична модель робочого процесу, газотурбінний двигун, моделювання, режимні параметри, параметри робочого процесу, ідентифікація моделі, ПС-90А.

### Вступ

Математична модель робочого процесу (ММРП) газотурбінного двигуна (ГТД) є універсальним інструментом для вирішення цілого ряду задач: діагностування двигуна [1, 2], оптимізація процесу його використання [3...5], моніторинг ресурсних показників [5, 6], фільтрація та верифікація польотної інформації та інші. На сьогодні існує велика кількість підходів до моделювання робочого процесу двигуна та її ідентифікації. Моделі відрізняються за глибиною опису робочого процесу [7], номенклатурою режимів та підходами до їх ідентифікації.

### Постановка задачі

Основною задачею дослідження є створення математичної моделі робочого процесу ГТД другого рівня складності, яка спирається на формальний опис каскадів лопаткових машин у вигляді двомірних «сіток», а також ідентифікація цієї моделі за параметрами робочого процесу, зареєстрованими штатними бортовими засобами. Як об'єкт моделювання обрано двоконтурний двигун ПС-90А [8]. Схема проточної частини двигуна показана на рис.1.

### 1. Загальна характеристика алгоритму математичної моделі газотурбінного двигуна

Базовий алгоритм ММРП обраного типу двигуна розроблений із позицій математичного опису безупинного об'єкту. Це обумовлено тим, що в зоні експлуатаційних режимів роботи агрегату усі параметри робочого процесу (ПРП)

монотонно залежать від його геометричних характеристик [7, 9, 10].

Модель дозволяє вирішувати пряму задачу розрахунку процесу функціонування. Ця задача полягає в тому, щоб на основі відомих значень компонентів вектора параметрів стану  $a_i$ ,  $i = \overline{1, n_1}$ , і вектора режимних параметрів  $b_i$ ,  $i = \overline{1, n_2}$ , визначити значення компонентів вектора ПРП  $c_i$ ,  $i = \overline{1, n_3}$ , (детальна характеристика цих векторів буде дана далі).

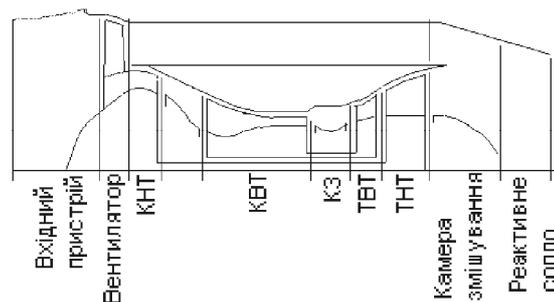


Рис. 1. Схема проточної частини ПС-90А

Слід зазначити, що кількість  $n_2$  режимних параметрів, що входять у  $[b]$ , дорівнює кількості ступенів свободи робочого процесу об'єкта, і їх доцільно розділити на зовнішні режимні параметри, що визначають зовнішні умови функціонування (атмосферні умови, параметри сполучених об'єктів), і внутрішні режимні параметри, що є також параметрами робочого процесу.

При побудові ММРП не завжди можливо одержати явні залежності, що описують об'єкт, які включають у себе залежності компонент вектора  $[c]$  від векторів  $[a]$  і  $[b]$ . Однак виявилось можливим скласти з параметрів функціонування такий вектор  $H_{z_i}$ ,  $i = \overline{1, n_4}$ , що всі інші параметри функціонування стали явними функціями його компонент, а також компонентів векторів  $[a]$  і  $[b]$ . При цьому виявляється вектор  $y_i$ ,  $i = \overline{1, n_4}$ , що складається з параметрів функціонування, які можна визначити подвійно: на основі різних сукупностей компонент вектора  $[Hz]$ , або з використанням різних частин математичного опису об'єкта. Назвемо в моделі, яку аналізуємо, компоненти вектора  $[Hz]$  внутрішніми режимними параметрами каскадів, а компоненти вектора  $[y]$ , параметрами, що зв'язують математичний опис ГТД.

Кожному можливому значенню вектора  $[Hz]$  відповідає певне значення вектора  $Hb_i = (y_i^I - y_i^{II}) / y_i^I, i = \overline{1, n_4}$  відповідних нев'язок визначених подвійно значень компонент  $[y]$   $[Hb] = f([a], [b], [Hz])$  -наприклад, нев'язка між потрібною і наявною потужностями на валу ротора. Таким чином, задачу, яка вирішується при створенні ММРП ГТД, може бути зведено до пошуку такого значення компонент вектора  $[Hz]$ , при якому середньоквадратичне значення довжин компонент вектора  $[Hb]$  наближається до нуля:

$$E = \frac{1}{n_4} \sqrt{\sum_1^{n_4} Hb} \rightarrow 0.$$

У важливому для практики випадку безупинного нелінійного об'єкта зазначена задача у загальному випадку може бути вирішена чисельно.

Для вирішення цієї задачі розроблено алгоритм, який використовує ітераційну процедуру пошуку коренів системи нелінійних рівнянь  $f([a], [b], [Hz]) = 0$  методом Ньютона [7].

Компонентами вектора  $[c]$  у загальному випадку можуть бути всі ПРП, що беруть участь у математичному описі процесу функціонування ГТД. Набір параметрів вектора  $[c]$  визначається колом задач, які розв'язуються за допомогою ММРП.

При моделюванні на другому рівні складності робочого процесу ГТД з нерегульованою проточною частиною кількість компонент векторів  $[Hz]$  і  $[Hb]$ , визначається як:

$$n_4 = 3m_1 + m_2,$$

де  $m_1$  – кількість роторів двигуна;

$m_2$  – кількість контурів проточної частини.

У розглянутому випадку ( $m_1=2; m_2=2$ )  $n_4 = 8$ .

Компонентами вектора  $[Hz]$  (внутрішні режимні параметри каскадів ГТД) є: приведені частоти обертання роторів каскадів компресора (2 параметри); приведені витрати повітря через каскади компресора (3 параметри); ступінь зниження повного тиску в каскадах турбіни (2 параметри); повна температура на виході з камери згорання.

Компонентами вектора  $[y]$  є: витрата робочого тіла через каскади турбіни і компресора високого тиску (3 параметри); потужності на валах роторів (2 параметри); площа прохідного перетину реактивного сопла; статичний тиск на вході до камери змішування; внутрішній режимний параметр.

## 2. Представлення функціональних характеристик основних елементів ГТД в математичній моделі двигуна

У ММРП ГТД другого рівня складності функціональні характеристики елементів проточної частини прийнято подавати [7, 11, 12] у вигляді залежностей між критеріями подоби їх робочих процесів.

Розглянемо представлення функціональних характеристик основних елементів проточної частини середньостатистичного ГТД.

Функціональні характеристики каналів середньостатистичного ГТД

Коефіцієнт збереження повного тиску  $\sigma_n^0$  в каналах середньостатистичного ГТД (верхнім індексом «0» будемо позначати відповідні параметри середньостатистичного ГТД)

$$\sigma_n^0 = 1 - k_n \overline{G_{nnp}^2}, \quad (1)$$

де  $\overline{G_{nnp}}$  - приведена витрата робочого тіла через вхідний перетин каналу, віднесена до приведеної витрати через даний перетин на обраному режимі (за такий режим у моделі прийнято злітний режим);

$k_n$  – постійна моделі.

Функціональні характеристики каскаду компресора середньостатистичного ГТД.

Функціональну характеристику каскаду середньостатистичного компресора задано у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \pi_k^{*0} &= \varphi_{k1}(n_{knp}^0, G_{knp}^0) \\ \eta_k^{*0} &= \varphi_{k2}(n_{knp}^0, G_{knp}^0) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $n_{knp}$  – частота обертання ротора, приведена за повною температурою на вході до каскаду компресора;

$\pi_k^{*0}, \eta_k^{*0}$  – ступінь підвищення повного тиску і коефіцієнт корисної дії каскаду;

$G_{\text{кпр}}$  – приведена витрата робочого тіла на вході до каскаду;

Функціональні характеристики камери згорання середньостатистичного ГТД.

Коефіцієнти збереження повного тиску  $\sigma_{\text{КЗ}}^0$  і повноти згорання палива у камері згорання

$\eta_{\Gamma}^0$  середньостатистичного ГТД визначаються у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{КЗ}}^0 &= 1 - k_{\text{КЗ1}} \overline{G_{\text{КЗ1П}}^2}, \\ \eta_{\Gamma}^0 &= 1 - k_{\text{КЗ2}} \overline{G_{\text{КЗ2П}}^2}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $\overline{G_{\text{КЗ1П}}^2}$  – приведена витрата робочого тіла на вході до камери згорання, віднесена до приведеної витрати крізь даний перетин на обраному режимі;

$k_{\text{КЗ1}}, k_{\text{КЗ2}}$  – постійні ММРП.

Функціональні характеристики каскаду турбіни середньостатистичного ГТД.

Функціональна характеристика середньостатистичного каскаду турбіни задається у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} A_{\Gamma}^0 &= \varphi_{\Gamma 1}(\lambda_{\text{УТ}}^0, \pi_{\Gamma}^{*0}), \\ \eta_{\Gamma}^{*0} &= \varphi_{\Gamma 2}(\lambda_{\text{УТ}}^0, \pi_{\Gamma}^{*0}), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де  $A_{\Gamma}^0$  – параметр витрати каскаду;

$\eta_{\Gamma}^{*0}$  – ККД каскаду за параметрами гальмування;

$\lambda_{\text{УТ}}$  – приведена окружна швидкість турбіни;

$\pi_{\Gamma}^*$  – ступінь зниження повного тиску у турбіні. Вигляд залежностей  $\varphi_{\Gamma 1}$  та  $\varphi_{\Gamma 2}$  наведено на рис.2.

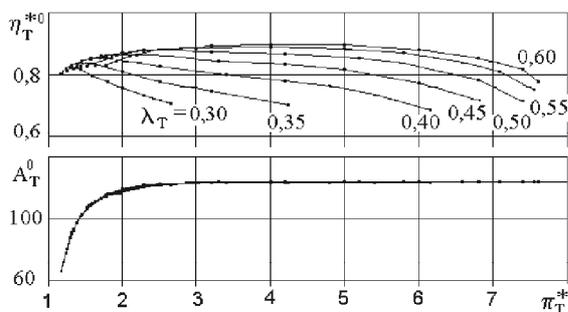


Рис. 2. Характеристики ТВТ

Механічний ККД ротора середньостатистичного агрегату задається в ММРП як

$$\eta_M^0 = \text{const}.$$

Функціональні характеристики вихідного пристрою середньостатистичного ГТД.

Пропускна спроможність  $\mu_c^0, F_c^0$  і коефіцієнт збереження повного тиску  $\sigma_c^0$  у вихідному пристрої визначаються за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c^0 &= 1 - k_c \overline{G_{\text{СПР}}^2}, \\ (\mu_c^0 F_c^0) &= \varphi_c(\pi_{\text{ср}}, M_{\Gamma}), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де  $\overline{G_{\text{СПР}}}$  – приведена витрата робочого тіла через вихідний перетин сопла, віднесена до приведеної витрати крізь даний перетин на обраному режимі;

$F_c^0, k_c$  – площа прохідного перетину сопла середньостатистичного двигуна, яка прийнята у моделі постійною, та постійна моделі.

### 3. Індивідуальні функціональні характеристики основних елементів проточної частини ГТД і їхнє представлення у математичній моделі ГТД

ММРП дозволяє моделювати робочий процес ГТД, функціональні характеристики елементів якого відрізняються від відповідних характеристик середньостатистичного двигуна. Для цього модель ГТД повинна містити відповідні характеристики таких каскадів, аналогічні наведеним у попередньому пункті. Така форма характеристик надзвичайно ускладнює структуру ММРП та роботу з нею.

Для подолання зазначеної трудності до складу компонент вектора **[a]** замість характеристик елементів проточної частини включалися параметри зміщень цих характеристик (у загальному випадку нееквідистантних) щодо відповідних характеристик середньостатистичного ГТД, які є константами.

При реалізації зазначеного підходу виникає задача корегування середньостатистичних характеристик відповідних каскадів.

Найбільш поширеними є методи корегування функціональних характеристик каскадів ГТД, які пов'язані з їх масштабуванням. При використанні цього методу кожна точка характеристики, що розглядається, множиться на коефіцієнт масштабування  $a$ , який в подальшому будемо називати параметром стану при відповідній характеристиці елемента проточної частини.

При моделюванні робочого процесу ПС-90А у ММРП як параметри стану використовується сорок один масштабний коефіцієнт, що визна-

чають зміщення функціональних характеристик елементів його проточної частини і внутридвигових відборів повітря на охолодження деталей гарячої частини щодо характеристик середньостатистичного ГТД.

Розглянемо форми представлення даного комплексу параметрів.

Одержання індивідуальних функціональних характеристик внутридвигових каналів (канали між КНТ і КВТ та канал за вентилятором).

Коефіцієнт збереження повного тиску у внутридвигових каналах двигуна задано у вигляді:

$$\sigma_n = a_n \sigma_n^0,$$

де  $a_n$  – параметр стану за  $\sigma_n$  (для входу –  $a_{ВП}$ , для каналу між КНТ і КВТ –  $a_K$ ).

Метод одержання індивідуальних функціональних характеристик компресора.

Функціональну характеристику каскаду компресора задаємо у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\pi_k^* - 1}{a_{pk}} + 1 \right) &= \Phi_{k1} \left( \left( \frac{n_{kпр}}{a_{CNK}} \right), \left( \frac{G_{kпр}}{a_{GK}} \right) \right) \\ \left( \frac{\eta_k^*}{a_{EK}} \right) &= \Phi_{k2} \left( \left( \frac{n_{kпр}}{a_{CNK}} \right), \left( \frac{G_{kпр}}{a_{GK}} \right) \right) \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де  $\pi_k^*$  – ступінь підвищення повного тиску в каскаді;

$\eta_k^*$  – коефіцієнт корисної дії каскаду за параметрами гальмування;

$n_{kпр}$  – частота ротора, приведена за повною температурою на вході в каскад компресора;

$G_{kпр}$  – приведена витрата робочого тіла на вході в каскад;

$a_{CNK}, a_{GK}, a_{PK}, a_{EK}$  – параметри стану математичної моделі відповідно за  $n_{kпр}, G_{kпр}, \pi_k^*, \eta_k^*$  (для КНТ –  $a_{CNKH}, a_{GKH}, a_{PKH}, a_{EKH}$ ; для КВТ –  $a_{CNKV}, a_{GKV}, a_{PKV}, a_{EKV}$  відповідно).

Метод одержання індивідуальних функціональних характеристик камери згорання.

Коефіцієнти збереження повного тиску  $\sigma_{K3}$  і повноти згорання палива у камері згорання  $\eta_{\Gamma}$  визначаються у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{K3} &= a_{K3} \sigma_{K3}^0 \\ \eta_{\Gamma} &= a_{EG} \eta_{\Gamma}^0 \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де  $a_{K3}, a_{EG}$  – параметри стану математичної моделі ГТД відповідно за  $\sigma_{K3}, \eta_{\Gamma}$ .

Метод одержання індивідуальної функціональної характеристики турбіни.

Функціональна характеристика каскаду турбіни задається у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{A_{\Gamma}}{a_{AT}} \right) &= \Phi_{T1} \left( \left( \frac{\lambda_{UT}}{a_{CLT}} \right), \left( \frac{\pi_{\Gamma}^*}{a_{PT}} \right) \right) \\ \left( \frac{\eta_{\Gamma}^*}{a_{ET}} \right) &= \Phi_{T2} \left( \left( \frac{\lambda_{UT}}{a_{CLT}} \right), \left( \frac{\pi_{\Gamma}^*}{a_{PT}} \right) \right) \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

де  $A_{\Gamma}$  – параметр витрати каскаду;

$\eta_{\Gamma}^*$  – ККД каскаду за параметрами гальмування;

$\lambda_{UT}$  – приведена окружна швидкість каскаду турбіни;

$\pi_{\Gamma}^*$  – ступінь зниження повного тиску у турбіні;

$a_{CLT}, a_{PT}, a_{AT}, a_{ET}$  – параметри стану математичної моделі відповідно за  $\lambda_{UT}, \pi_{\Gamma}^*, A_{\Gamma}, \eta_{\Gamma}^*$  (для ТВТ –  $a_{CLTV}, a_{PTV}, a_{ATV}, a_{ETV}$ ; для ТНТ –  $a_{CLTN}, a_{PTN}, a_{ATN}, a_{ETN}$  відповідно).

Механічний ККД ротора двигуна задається як

$$\eta_M = a_M \eta_M^0, \quad (9)$$

де  $a_M$  – параметр стану ММРП за  $\eta_M^0$  (для ротора низького –  $a_{EMH}$ ; для ротора високого тиску –  $a_{EMV}$ ).

Одержання індивідуальних функціональних характеристик вихідного пристрою.

Коефіцієнт зберігання повного тиску  $\sigma_c$  і пропускної спроможності ( $\mu_{CFc}$ ) вихідного пристрою задаються залежністю:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= a_c \sigma_c^0 \\ (\mu_{CFc}) &= a_{FC} (\mu_{CFc}^0) \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

де  $a_c, a_{FC}$  – параметри стану за  $\sigma_c, (\mu_{CFc})$  відповідно.

При моделюванні робочого процесу ГТД необхідно мати залежності, які дозволяють розрахувати ПРП двигуна, що входять у вектор **[c]**, і які використовуються при формуванні вектора нев'язок **[Hb]**. При створенні моделі використовувалися відомі типові залежності між параметрами робочого процесу ГТД [7, 9...12].

#### 4. Ідентифікація ММРП

Задача параметричної ідентифікації (уточнення) ММРП двигуна конкретного екземпляру ГТД зводиться до визначення значень параметрів стану ММРП, які забезпечують виконання умови для всіх ознак стану:

$$M\{\Pi_i^M / \Pi_i^3\} \approx 1,$$

де  $\Pi_i^M$ ,  $\Pi_i^3$  – вектори значень ознак стану, які, відповідно, розраховані за ММРП та зареєстровані на конкретному ГТД. При цьому необхідно, використовуючи розроблену ММРП ГТД, вирішити зворотню задачу знаходження значень параметрів стану (вектор  $\mathbf{a}$ ) за зареєстрованими значеннями режимних параметрів (вектор  $\mathbf{b}$ ) і ознак стану ГТД (вектор  $\mathbf{P}^3$ ).

Припустимо, що ідентифікуюча ММРП має  $N$  параметрів стану. Штатна бортова система реєстрації записує  $K$  аналогових ПРП, котрі можуть бути використані при уточненні моделі. При цьому  $M$  параметрів характеризують зовнішні умови роботи ГТД,  $L$  параметрів є внутрішніми режимними. Таким чином, необхідно розрахувати значення  $N$  параметрів стану за  $n = (K - M - L)$  зареєстрованими ознакам стану ГТД. При цьому  $N \gg n$ , що призводить до невизначеності систем  $b$  рівнянь. Для розв'язання цієї невизначеності для ММРП ПС-90А ( $N = 41$ ,  $K = 12$ ,  $M = 4$ ,  $L = 1$ ,  $n = 7$ ) задача була зведена до визначеної системи нелінійних рівнянь [7]. При цьому, частина параметрів стану, які входили до (1...10), була виведена з числа ідентифікованих внаслідок їхнього слабого впливу на робочий процес ГТД. Параметри, котрі залишилися, були об'єднані в  $n$ -групи, усередині яких були встановлені кореляційні зв'язки. Таким чином, сформована визначена система нелінійних рівнянь, яка дозволяє знаходити значення параметрів стану ММРП, що варіюються, за  $n$ -ознаками.

При параметричній ідентифікації ММРП ГТД найважливішим є питання вибору параметрів стану, що варіюються.

На першому етапі розраховувалась матриця коефіцієнтів впливу параметрів стану ММРП на відносні ознаки стану ГТД  $[\mathbf{Mkv}]$ :

$$Mkv_{i,j} = (\delta\Pi_j / \delta a_i) / \Pi_j, i = \overline{1, N}, j = \overline{1, n},$$

де  $\delta\Pi_j / \delta a_i$  – коефіцієнт впливу  $i$ -го параметру стану на  $j$ -й параметр.

Список масштабних коефіцієнтів ММРП та шукана матриця  $[\mathbf{Mkv}]$  наведені в табл.1, де також приведені значення максимально можливих відхилень параметрів стану ММРП від вектора  $\mathbf{a}$  середньостатистичного ГТД (вектор  $\mathbf{a}$ ). На основі цих даних формувалась матриця  $[\mathbf{Ma}]$ :

$$Ma_{i,j} = \overline{\Delta a_i} Mkv_{i,j}, i = \overline{1, N}, j = \overline{1, n},$$

де  $\overline{\Delta a_i}$  –  $i$ -а компонента нормованого вектора  $\mathbf{a}$ :

$$\overline{\Delta a_i} = \Delta a_i / \Delta a_{\max}, i = \overline{1, N};$$

$\Delta a_{\max}$  – значення найбільшого елемента вектора  $[\Delta a]$  (для двигуна ПС-90А  $\Delta a_{\max} = \Delta a_{\text{РВН}} = 12\%$ ).

На другому етапі визначалися комбінації параметрів стану, котрі найбільш доцільно використовувати при ідентифікації ММРП в складі  $n$ -груп, які згадувалися раніше. Для цього методом перебору формувалися різні сполучення із  $n$ -параметрів стану ММРП. Для кожного сполучення складена квадратна матриця  $[\mathbf{M}]$   $n$ -го порядку із строк матриці  $[\mathbf{Ma}]$ , що відповідає досліджуваному сполученню параметрів стану. Для отриманих матриць  $[\mathbf{M}]$  розраховувалися визначники  $|\mathbf{M}|$ . При побудові алгоритму ідентифікації доцільно використовувати сполучення параметрів стану, які забезпечують найбільше відхилення від нуля визначника  $|\mathbf{M}|$ .

В табл. 2 наведені отримані сполучення параметрів стану ММРП двигуна ПС-90А, котрим відповідають матриці  $[\mathbf{M}]$  з найбільшою відміною від нуля їхнього визначника.

На заключному етапі вибору параметрів стану ММРП, які брали участь у її ідентифікації, на основі даних табл.1 і табл.2 формувалися  $n$  груп параметрів стану. Для кожного параметра визначався діапазон можливого відхилення його значення від одиниці і в кожній групі встановлювалися кореляційні зв'язки. При цьому, для кожної групи параметрів стану був введений параметр ідентифікації  $I_i$ ,  $i = \overline{1, n}$ , значення котрого може змінюватися у визначених межах. Середина обраного інтервалу значень  $I_i$  відповідає середньостатистичному двигуну (всі параметри стану приймають одиничні значення). Значення ідентифікованих параметрів стану визначаються в залежності від значення компонент вектора  $\mathbf{I}$  у відповідності із встановленими кореляційними зв'язками.

Таблица 1  
Матрица коэффициентов влияния параметров стану на ознаки стану (земний злітний режим, стандартні атмосферні умови, число Маха  $M_{II} = 0$ ,  $n_{HT} = 92\%$ , вихідна ММРП)

Параметр стану	$\Delta a, \%$	Ознака стану						
		$n_{BT}$	$P_B^*$	$P_K^*$	$T_K^*$	$T_T^*$	$\frac{P_T^*}{P_H^*}$	$G_T$
$a_{BII}$	1	-0,03	0,80	0,78	-0,04	-0,10	-0,27	0,68
$a_{PB3}$	12	0,08	0,09	0,13	0,07	0,21	0,10	0,41
$a_{EB3}$	6	-0,13	-0,08	-0,51	-0,14	-0,22	-0,17	-0,83
$a_{CNB}$	0,4	-0,60	-1,14	-2,37	-0,75	-1,08	-1,37	-3,59
$a_{GB}$	3	0,21	0,62	1,00	0,28	0,44	0,70	1,52
$a_{PBV}$	5	-0,00	-0,00	0,09	0,03	-0,05	0,01	0,00
$a_{EBV}$	6	-0,07	-0,02	-0,05	-0,12	-0,16	-0,03	-0,18
$a_{PKH}$	5	-0,00	-0,00	0,06	0,01	-0,03	0,00	-0,00
$a_{EKH}$	6	-0,05	-0,01	-0,04	-0,09	-0,11	-0,02	-0,13
$a_{CNKH}$	0,5	0,02	0,01	-0,20	-0,03	0,16	-0,02	0,02
$a_{GKH}$	2	0,00	-0,00	0,09	0,04	-0,02	0,01	0,02
$a_{KI}$	2	-0,22	-0,06	0,06	-0,26	-0,54	-0,05	-0,47
$a_{PKB}$	10	-0,02	0,00	-0,00	0,02	0,06	0,00	0,05
$a_{EKB}$	6	0,23	-0,10	0,11	-0,39	-0,91	-0,10	-0,79
$a_{CNKB}$	0,4	1,04	-0,02	0,05	0,02	-0,18	-0,01	-0,15
$a_{GKB}$	10	-0,30	-0,00	0,00	-0,06	-0,07	-0,00	-0,06
$a_{K3}$	2	0,07	-0,04	-0,86	-0,17	-0,41	-0,04	-0,35
$a_{EG}$	5	0,00	-0,00	-0,00	-0,00	0,01	-0,00	-1,00
$a_{ATV}$	1,5	-0,08	0,03	-1,05	-0,27	0,33	0,03	0,26
$a_{ETV}$	4	0,33	-0,14	0,33	0,21	-1,22	-0,13	-1,06
$a_{CLTV}$	0,5	-0,03	0,02	0,02	0,00	0,17	0,09	0,11
$a_{PTV}$	1	0,00	-0,00	0,00	0,00	-0,03	-0,00	-0,02
$a_{ATH}$	3	0,27	-0,01	0,54	0,23	-0,23	0,08	0,09
$a_{ETH}$	6	-0,17	-0,10	-0,67	-0,18	-0,65	-0,26	-1,08
$a_{CLTH}$	0,5	0,06	0,02	0,21	0,06	0,12	0,07	0,26
$a_{PTH}$	1	-0,02	-0,00	-0,05	-0,01	0,00	-0,01	-0,02
$a_{FB}$	3	-0,00	0,02	-0,01	-0,00	-0,03	-0,10	-0,03
$a_{FH}$	3	0,00	-0,06	0,00	0,00	0,07	0,19	0,05
$a_{K2}$	3	-0,08	-0,93	-0,71	-0,14	-0,01	-0,10	-0,78
$a_C$	3	-0,16	-0,91	-1,03	-0,23	-0,43	-1,28	-1,37
$a_{FC}$	3	-0,12	-0,70	-0,79	-0,18	-0,32	-0,98	-1,04
$a_{EMH}$	1	-0,16	-0,05	-0,61	-0,17	-0,27	-0,17	-0,99
$a_{EMB}$	1	0,23	-0,10	0,12	0,13	-0,89	-0,10	-1,31

Система параметрів стану, яка використовується при ідентифікації двигуна, ПС-90А наведена нижче:

$$\left. \begin{aligned}
 &1 \text{ група: } a_{PBH} = 0,6 + 0,8I_1; \\
 &2 \text{ група: } a_{GKB} = 0,8 + 0,4I_2; \\
 &3 \text{ група: } a_{EKB} = 0,8 + 0,4I_3; \\
 &a_{EKH} = 0,8 + 0,4I_3; a_{EBV} = 0,8 + 0,4I_3; \\
 &4 \text{ група: } a_{ETV} = 0,8 + 0,4I_4; \\
 &5 \text{ група: } a_{ETH} = 0,8 + 0,4I_5; \\
 &a_{ATV} = 0,95 + 0,1I_5; a_{ATH} = 1,1 - 0,2I_5; \\
 &a_{K3} = 0,94 + 0,12I_5; a_{EBH} = 0,80 + 0,4I_5; \\
 &6 \text{ гр.: } a_{K2} = 0,7 + 0,6I_6; a_{BII} = 1,2 - 0,4I_6; \\
 &7 \text{ група: } a_{EG} = 0,80 + 0,4I_7.
 \end{aligned} \right\} (11)$$

Значення компонентів вектора [I], який використовується в залежності (11), знаходиться в діапазоні від 0 до 1.

Таблица 2  
Сполучення параметрів стану ММРП двигуна ПС-90А, котрим відповідають матриці [M], що мають найбільшу різницю від нуля їх визначника

$ M  \cdot 10^5$	Сполучення параметрів стану ММРП						
-7,79	$a_{EB3}$	$a_{GB}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{K2}$
-7,62	$a_{BII}$	$a_{EB3}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_C$
6,16	$a_{PB3}$	$a_{EB3}$	$a_{EKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{K2}$	$a_C$
-5,83	$a_{BII}$	$a_{EB3}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{FC}$
-5,79	$a_{BII}$	$a_{GB}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{ETH}$
4,71	$a_{PB3}$	$a_{EB3}$	$a_{EKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{K2}$	$a_{FC}$
-3,82	$a_{BII}$	$a_{EB3}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{ETV}$	$a_{ETH}$	$a_C$
-3,82	$a_{EB3}$	$a_{GB}$	$a_{EKB}$	$a_{GKB}$	$a_{ETV}$	$a_{ETH}$	$a_{K2}$
-3,77	$a_{EB3}$	$a_{EB3}$	$a_{GKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{K2}$	$a_C$
-3,76	$a_{BII}$	$a_{PB3}$	$a_{EKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{ETH}$	$a_C$
-3,65	$a_{PB3}$	$a_{GB}$	$a_{EKB}$	$a_{EG}$	$a_{ETV}$	$a_{ETH}$	$a_{K2}$

### 5. Формування ММРП середньостатистичного двигуна

На основі наведеного вище алгоритму було розроблено програмне забезпечення, яке реалізує ММРП двигуна ПС-90А. В якості вхідної інформації при створенні слугували матеріали підприємства-розробника. Із-за деяких невідповідностей функціональних характеристик основних каскадів компресора і турбіни (матеріали відносились до етапу

проекування двигуна) виникла необхідність проведення уточнення моделі - наближення розробленої моделі до функціональних характеристик середньостатистичного двигуна на момент початку експлуатації.

Уточнення моделі проводилося за формулярними даними 20-ти двигунів, а також за даними, котрі були одержані при 70-ти опробуваннях цих двигунів в аеропорту «Шереметьєво». Аналізувались дані номінальних і злітних режимів роботи ГТД.

В табл.3 наведено частину зареєстрованих даних для злітного режиму, а також значення ПРП, які розраховані за вихідною моделлю ( $n_{BT}$  – частота КВТ,  $P_B^*$  – тиск гальмування на вході в КВТ,  $P_K^*$  – тиск гальмування за КВТ,

$T_K^*$  – температура гальмування за КВТ,  $T_T^*$  – температура за турбіною,  $P_T^*/P_H^*$  – відношення тиску гальмування за турбіною до атмосферного тиску,  $G_T$  – витрата палива,  $\bar{\sigma}, \%$  – відносне середньоквадратичне відхилення параметра робочого процесу). Із цієї таблиці помітні різниці між зареєстрованими і отриманими розрахунковим шляхом параметрами.

Для того, щоб наблизити модель до робочого процесу середньостатистичного двигуна, проведено параметричну ідентифікацію ММРП у відповідності з наведеним вище алгоритмом.

Аналіз розрахованих даних з використанням уточненої ММРП (остання строка табл.3) дозволяє зробити висновок, що дана математична модель адекватно описує робочий процес середньостатистичного двигуна ПС-90А.

Таблиця 3  
Результати ідентифікації ММРП ПС-90А за параметрами, які зареєстровані в експлуатації

Номер двигуна	Відношення ПРП, які розраховано за моделями, до зареєстрованих ПРП:													
	-до ідентифікації моделі							-після ідентифікації моделі						
	$n_{BT}$	$P_B^*$	$P_K^*$	$T_K^*$	$T_T^*$	$\frac{P_T^*}{P_H^*}$	$G_T$	$n_{BT}$	$P_B^*$	$P_K^*$	$T_K^*$	$T_T^*$	$\frac{P_T^*}{P_H^*}$	$G_T$
3191003	1,00	0,93	0,98	0,97	0,86	0,97	0,83	1,00	0,96	0,97	0,98	0,97	1,01	0,97
3191003	0,99	0,93	0,98	0,97	0,80	0,95	0,77	0,99	0,96	0,97	0,97	0,90	0,98	0,90
3191003	0,99	0,95	0,97	0,97	0,83	0,95	0,79	0,99	0,98	0,96	0,97	0,93	0,99	0,92
3192002	1,00	0,96	1,00	0,97	0,84	0,95	0,82	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,99	0,95
3192002	1,00	0,96	0,98	1,01	0,87	0,95	0,80	1,00	0,99	0,96	1,01	1,00	0,99	0,93
3192002	1,00	0,97	1,03	0,99	0,83	0,98	0,82	1,01	1,00	1,00	0,99	0,95	1,01	0,94
3192004	1,00	0,94	1,01	0,98	0,84	0,95	0,80	1,00	0,97	0,98	0,98	0,95	0,99	0,92
3193002	1,00	0,99	1,04	1,00	0,88	0,98	0,92	1,00	1,03	1,03	1,00	1,00	1,01	1,08
3193002	1,01	0,99	1,05	1,00	0,90	0,98	0,97	1,01	1,01	1,01	1,00	1,02	1,01	1,10
3193002	1,00	0,94	0,99	0,97	0,88	0,95	0,84	1,00	0,96	0,96	0,97	0,99	0,98	0,97
3193002	1,00	0,93	0,99	1,00	0,89	0,96	0,83	1,00	0,96	0,96	1,00	1,01	0,99	0,96
3193003	1,00	0,93	1,00	0,99	0,86	0,97	0,84	1,00	0,96	0,97	0,99	0,98	1,00	0,96
3193003	1,00	0,93	1,01	1,02	0,89	0,97	0,84	1,00	0,95	0,97	1,02	1,01	1,01	0,96
3193004	1,01	0,96	1,00	0,99	0,86	0,96	0,74	1,01	0,99	0,99	0,99	0,97	1,00	0,86
3291025	1,00	0,95	1,01	0,98	0,84	0,95	0,82	1,00	0,98	0,99	0,98	0,96	0,98	0,95
3291026	1,00	0,95	0,99	0,98	0,85	0,96	0,83	1,00	0,98	0,98	0,98	0,97	1,00	0,97
3291028	0,99	0,97	1,00	0,98	0,88	0,96	0,88	0,99	1,00	0,98	0,98	0,99	1,00	1,02
3291028	1,00	0,97	1,02	0,98	0,87	0,96	0,89	1,00	1,00	0,98	0,98	0,99	0,99	1,03
3291029	1,00	0,98	1,00	0,97	0,85	0,94	0,83	1,00	1,01	0,98	0,97	0,97	0,98	0,96
3292015	0,99	0,95	0,98	0,97	0,82	0,95	0,78	0,99	0,98	0,97	0,97	0,93	0,98	0,91
3292015	1,00	0,96	0,99	0,98	0,84	0,96	0,79	1,00	0,99	0,97	0,99	0,95	0,99	0,92
3391044	1,00	0,95	1,02	0,98	0,84	0,95	0,82	1,00	0,98	0,99	0,98	0,95	0,99	0,94
3392024	1,00	0,92	0,98	0,99	0,85	0,96	0,81	1,00	0,95	0,96	0,99	0,97	1,00	0,94
3392031	1,00	0,94	0,97	0,98	0,85	0,96	0,80	1,00	0,97	0,96	0,98	0,96	0,99	0,93
3490039	1,00	0,94	0,99	0,99	0,87	0,96	0,76	1,00	0,96	0,97	0,99	0,99	0,99	0,88
...														
Середнє значення	1,00	0,96	1,00	0,98	0,85	0,96	0,82	1,00	0,99	0,98	0,99	0,97	0,99	0,95
$\bar{\sigma}, \%$								0,56	2,15	1,89	1,25	2,77	1,10	5,66

### Висновки

Створено нелінійну другого рівня складності ММРП двигуна ПС-90А, яка дозволяє вирішувати пряму задачу визначення значень параметрів функціонування двигуна на основі відомих значень параметрів його стану та режимних параметрів. Модель дозволяє задавати робочий процес двигуна різними внутрішніми режимними параметрами, котрі обираються з числа модельованих параметрів функціонування. В основу розрахункового процесу моделі покладено універсальний алгоритм розрахунку функціонування неперервного об'єкту, який не має неперервного опису.

Отримана модель є універсальним інструментом і може бути використана у задачах керування процесом експлуатації ГТД.

Розроблено алгоритм проведення параметричної ідентифікації розробленої моделі. При цьому з поміж наявних у моделі сорока одного параметру стану обрано групу параметрів, яку найбільш доцільно використовувати при ідентифікації.

З використанням розробленого алгоритму проведено ідентифікацію моделі за експлуатаційною інформацією та отримано модель, яка описує робочий процес середньостатистичного двигуна.

### Література

1. Kulyk M. Method of formulating input parameters of neural network for diagnosing gas-turbine engines / M. Kulyk, S. Dmutriev, A. Popov, A. Yakushenko // Aviation – Vilnius: Technika, 2013. – №17(2). – P. 52–56.
2. Кучер А.Г. Многокритериальное диагностирование проточной части авиационных газотурбинных двигателей / А.Г. Кучер, С.А. Дмитриев, А.В. Попов, А.С. Якушенко // Авиационно-космична техніка і технологія. – Харків: Нац. аерокосмічний університет «Харк. авіац.інст.». – 2009. –№ 8(65). –С. 153-158.
3. Якушенко О.С. Оцінка впливу виробничо-технологічних і експлуатаційних факторів на

емісійні характеристики ГТД / О.С. Якушенко, О.І Чумак., В.М. Охмакевич, В.Є. Мільцов // Вісник НАУ. – К.–2002. – N3(9). – С.34–38.

4. Запорожець А.И. Использование математической модели рабочего процесса газотурбинных двигателей при расчете их эмиссионных характеристик / А.И. Запорожец, О.И. Чумак, А.С. Якушенко, В.Н. Охмакевич // Вісник КМУЦА. – К.–2000. –N3–4. – С.19–24.

5. Якушенко А.С. Влияние закона управления силовой установкой самолета при разбеге на поврежденность ее конструктивных элементов / А.С. Якушенко // Проблемы системного подхода в экономике: Сб. науч. трудов. Выпуск 3.– К.: КМУГА, 1999.– С. 127–128.

6. Якушенко О.С. Вплив виробничо-технологічних і експлуатаційних факторів на пошкодження деталей газотурбінного двигуна / О.С. Якушенко // Вісник НАУ.–К.–2001.–N2(9).–С.34–38.

7. Ахмедзянов А.М. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам / А.М. Ахмедзянов, Н.Г. Дубравский, А.П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с.

8. Двигатель ПС-90А. Руководство по технической эксплуатации. В 3-х книгах.- Пермь: ПНПО «Авиадвигатель», 1990.

9. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. –312с.

10. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.2. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1978. –334с.

11. Теорія теплових двигунів. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів: навчальний посібник / Ю.М. Терещенко, М.С. Кулик, Л.Г. Волянська, С.О. Дмитрієв, В.В. Панін. – МОН, Київ: НАУ – друк., 2009. – 328 с.

12. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров / Ю.М. Терещенко. – М.: Машиностроение, 1988. – 168с.

Надійшла до редакції 01.06.2014

**А.С. Якушенко, П.В. Королев, В.Е. Мильцов, О.И. Чумак, В.Н. Охмакевич.  
Идентификация математической модели авиационного ГТД по полетным данным**

*Создана нелинейная второго уровня сложности математическая модель рабочего процесса двигателя ПС-90А, позволяющая решать прямую задачу определения значений параметров функционирования двигателя на основе известных значений параметров его состояния и режимных параметров. Модель использует двухмерные функциональные характеристики компрессора и турбины, которые могут быть скорректированы с помощью масштабных коэффициентов (параметров состояния) узлов. Рассмотрены вопросы идентификации полученной модели по параметрам, зарегистрированным при реальных испытаниях двигателя. Проведен обоснованный выбор параметров идентификации модели. Проведена идентификация и сформирована модель, описывающая рабочий процесс среднестатистического двигателя. Приведены полученные при идентификации результаты.*

**Ключевые слова:** математическая модель рабочего процесса, газотурбинный двигатель, моделирование, режимные параметры, параметры рабочего процесса, идентификация модели, ПС-90А.

**O.S. Yakushenko, P.V. Korolyov, V.E. Miltsov, O.I. Chumak, V.M. Ohmakevich.  
Identification of aviation gas turbine engine mathematical model by operational data**

*The nonlinear second level mathematical model of operation process of engine ПС-90А is created. This model allows deciding the direct task of engine operation process parameters values calculation on the basis of appointed values of its technical state and mode parameters. The model uses two-dimensional functional characteristics of the compressor and turbine which can be corrected by means of scale factors (condition parameters) of knots. The questions of identification of the model by real registered parameters of engine is considered. Parameters for model identification are chosen. Model identification is fulfilled. Obtained model describes typical engine operation process. The results of identification are shown.*

**Keywords:** mathematical model of operation process, gas turbine engine, modeling, mode parameters, identification of model, ПС-90А.

## К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ УСТАЛОСТИ ПРИ ДВУХОСНОМ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ НА ОСНОВЕ КЛАССИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ РАЗРУШЕНИЯ

Рассматривается применимость классических критериев разрушения для оценки предельного состояния и усталостной долговечности сплошных призматических образцов при комбинированном нагружении осевым растяжением-сжатием и кручением, изгибом и кручением. В качестве критериев разрушения выбраны критерии максимальных нормальных напряжений, критерий максимальных касательных напряжений и критерий удельной энергии формоизменения. Решены и апробированы экспериментально задачи расчета амплитуд предельных нормальных и касательных напряжений и задачи расчета усталостной долговечности.

**Ключевые слова:** сплошные цилиндрические стержни, двухосное комбинированное нагружение, циклическое растяжение-сжатие, циклический изгиб, циклическое кручение, двухосная усталость, предельное состояние, усталостная долговечность.

### Введение

Проблема усталости и особенно многоосной усталости, несмотря на огромное число выполненных в этом направлении исследований, все еще остается весьма актуальной. Основные задачи многоосной усталости связаны с обоснованием критериев разрушения, с оценкой предельного состояния и с прогнозированием усталостной долговечности [1-3].

Эти задачи решаются, как правило, с использованием различного рода эмпирических соотношений или на основе данных натуральных испытаний. В работах [1, 4, 5] показано, что при двухосном комбинированном нагружении решение задач усталости может быть построено на основе классических критериев разрушения. Проанализированы возможности критериев максимальных нормальных и максимальных касательных напряжений и критерия удельной энергии формоизменения. Анализ ограничился получением характеристик усталости, соответствующих физическим пределам усталости.

В настоящей работе решение задач усталости при двухосном комбинированном нагружении строится на основе классических критериев разрушения для всего диапазона напряжений и долговечностей, соответствующих многоциклового области.

### 1. Постановка задачи

Рассматривается усталостное разрушение сплошных цилиндрических образцов при комбинированном синфазном нагружении циклическим растяжением-сжатием и циклическим кручением, циклическим изгибом и циклическим кручением.

© В.П. Голуб, 2014

Нормальные  $\tilde{\sigma}$  и касательные  $\tilde{\tau}$  компоненты двухосного переменного напряженного состояния задаются соотношениями

$$\begin{cases} \tilde{\sigma}_x = \sigma_a g(n) & \tilde{\sigma}_y = 0; & \tilde{\sigma}_z = 0; \\ \tilde{\tau}_{xy} = \tau_a g(n) & \tilde{\tau}_{yz} = 0; & \tilde{\tau}_{zx} = 0, \end{cases} \quad (1.1)$$

где  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  — амплитудные значения нормальной и касательной компонент;

$g(n)$  — некоторая периодическая функция времени, изменяющаяся в пределах от  $-1$  до  $+1$ ;

$n$  — число циклов нагружения.

Классические критерии разрушения задаются в форме зависимости между амплитудами предельных напряжений комбинированного цикла нагружения, вызывающих разрушение за одно и то же число циклов  $n_R$ .

Зависимость между амплитудами  $\tau_a$  и  $\sigma_a$  предельных напряжений цикла нагружения (1.1), исходя из критерия максимальных нормальных напряжений, представим в виде

$$\left[ \frac{\tau_a}{\sigma_n(n_R)} \right]^2 + \frac{\sigma_a}{\sigma_n(n_R)} = 1, \quad (1.2)$$

исходя из критерия максимальных касательных напряжений, — в виде

$$\left[ \frac{2\tau_a}{\sigma_n(n_R)} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma_a}{\sigma_n(n_R)} \right]^2 = 1 \quad (1.3)$$

и, исходя из критерия удельной энергии формоизменения, – в виде

$$\left[ \frac{\sqrt{3}\tau_a}{\sigma_n(n_R)} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma_a}{\sigma_n(n_R)} \right]^2 = 1, \quad (1.4)$$

где  $\tau_n(n_R)$  и  $\sigma_n(n_R)$  – ограниченные пределы усталости при чистом кручении и при чистом растяжении-сжатии или чистом изгибе соответственно, зависящие от числа циклов до разрушения  $n_R$ . Граничные условия в (1.2)-(1.4) удовлетворяются при выполнении соответственно соотношений  $\sigma_n(n_R) = \tau_n(n_R)$ ,  $\sigma_n(n_R) = 2\tau_n(n_R)$  и  $\sigma_n(n_R) = \sqrt{3}\tau_n(n_R)$ .

Зависимость между ограниченными пределами усталости  $\tau_n$  и  $\sigma_n$  в (1.2) и (1.4) и соответствующим им числом циклов до разрушения  $n_R$  задается уравнениями

$$n_R = \frac{1}{(1+q_\tau)D_\tau(\tau_n)^{q_\tau}}; \quad (1.5)$$

$$n_R = \frac{1}{(1+q_\sigma)D_\sigma(\sigma_n)^{q_\sigma}},$$

где  $q_\tau$ ,  $D_\tau$ ,  $q_\sigma$ ,  $D_\sigma$  – экспериментально определяемые коэффициенты.

Задача заключается в формулировке на основе классических критериев разрушения разрешающих уравнений для расчета предельного состояния и усталостной долговечности при комбинированном нагружении растяжением-сжатием и кручением, изгибом и кручением и в экспериментальной апробации результатов расчета.

## 2. Основные разрешающие уравнения

Формулируются уравнения, связывающие амплитуды нормальных и касательных напряжений по параметру долговечности, и уравнения, устанавливающие зависимость усталостной долговечности от соответствующих амплитуд.

### 2.1. Уравнения связи между предельными амплитудами

Для зависимостей между амплитудами  $\tau_a$ ,  $\sigma_a$  компонент напряжений (1.1) из (1.2) с учетом (1.5) получаем уравнение

$$\tau_a = \frac{1}{[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma}} \times \left\{ 1 - [(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma} \sigma_a \right\}^{1/2}, \quad (2.1)$$

из (1.3) с учетом (1.5) – уравнение

$$\tau_a = \frac{1}{2[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma}} \times \left\{ 1 - [(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma} \sigma_a \right\}^{1/2}, \quad (2.2)$$

а из (1.4) с учетом (1.5) – уравнение

$$\tau_a = \frac{1}{\sqrt{3}[(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma}} \times \left\{ 1 - [(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma} \sigma_a \right\}^{1/2}, \quad (2.3)$$

позволяющие рассчитывать предельные значения напряжений  $\tau_a$  и  $\sigma_a$  для заданной усталостной долговечности  $n_R$ .

### 2.2. Уравнения для расчета усталостной долговечности

Формулируются уравнения, устанавливающие зависимость числа циклов до разрушения  $n_R$  от амплитуды нормальных напряжений  $\sigma_a$  и от эквивалентных напряжений  $\sigma_{eqv}$ .

Исходя из критерия максимальных нормальных напряжений, для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_a$  из (1.2) получаем уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma} v \sigma_a \right\}^2 \right\}^{q_\sigma} \times \frac{1}{(1+q_\sigma)D_\sigma(\sigma_a)^{q_\sigma}}, \quad (2.4)$$

а для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_{eqv}$  – уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1+q_\sigma)D_\sigma n_R]^{1/q_\sigma} \frac{2v\sigma_{max}}{1+\sqrt{1+4v^2}} \right\}^2 \right\}^{q_\sigma} \times \frac{1}{(1+q_\sigma)D_\sigma \left[ \frac{1+\sqrt{1+4v^2}}{2v\sigma_{max}} \right]^{q_\sigma}}, \quad (2.5)$$

где принято

$$\sigma_{eqv} = \sigma_{max}, \quad \sigma_a = \frac{2\sigma_{max}}{1+\sqrt{1+4v^2}}, \quad v = \frac{\tau_a}{\sigma_a}.$$

Исходя из критерия максимальных касательных напряжений для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_a$  из (1.3) получаем уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1 + q_\sigma) D_\sigma n_R]^{\frac{1}{q_\sigma}} 2v\sigma_a \right\}^2 \right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \frac{1}{(1 + q_\sigma) D_\sigma (\sigma_a)^{q_\sigma}}, \quad (2.6)$$

а для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_{eqv}$  – уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1 + q_\sigma) D_\sigma n_R]^{\frac{1}{q_\sigma}} \frac{4v\tau_{max}}{\sqrt{1 + 4v^2}} \right\}^2 \right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \frac{1}{(1 + q_\sigma) D_\sigma \left[ \frac{\sqrt{1 + 4v^2}}{4v\tau_{max}} \right]^{q_\sigma}}, \quad (2.7)$$

где принято

$$\sigma_{eqv} = \tau_{max}; \quad \sigma_a = \frac{2\tau_{max}}{\sqrt{1 + 4v^2}}; \quad v = \frac{\tau_a}{\sigma_a}.$$

Исходя из критерия удельной энергии формоизменения, для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_a$  из (1.4) получаем уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1 + q_\sigma) D_\sigma n_R]^{\frac{1}{q_\sigma}} \sqrt{3}v\sigma_a \right\}^2 \right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \frac{1}{(1 + q_\sigma) D_\sigma (\sigma_a)^{q_\sigma}}, \quad (2.8)$$

а для зависимости  $n_R$  от  $\sigma_{eqv}$  – уравнение

$$n_R = \left\{ 1 - \left\{ [(1 + q_\sigma) D_\sigma n_R]^{\frac{1}{q_\sigma}} \frac{\sqrt{3}v\sigma_i}{\sqrt{1 + 3v^2}} \right\}^2 \right\}^{\frac{q_\sigma}{2}} \times \frac{1}{(1 + q_\sigma) D_\sigma \left[ \frac{\sqrt{1 + 3v^2}}{\sqrt{3}v\sigma_i} \right]^{q_\sigma}}, \quad (2.9)$$

где принято

$$\sigma_{eqv} = \sigma_i; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_i}{\sqrt{1 + 3v^2}}; \quad v = \frac{\tau_a}{\sigma_a}.$$

Здесь  $\sigma_i$  – интенсивность напряжений.

### 2.3. Методика определения материальных констант

Определению подлежат коэффициенты  $q_\sigma$ ,  $D_\sigma$ ,  $q_\tau$ ,  $D_\tau$  уравнений (1.5), устанавливающих зависимость ограниченных пределов усталости

$\sigma_n(n_R)$  и  $\tau_n(n_R)$  и чисел циклов до разрушения при чистом изгибе ( $\tau_a = 0$ ) и чистом кручении ( $\sigma_a = 0$ ).

Задача определения коэффициентов  $q_\sigma$ ,  $D_\sigma$ ,  $q_\tau$ ,  $D_\tau$  сводится к минимизации функционала

$$\Phi(q_\sigma D_\sigma) = \sum_{j=1}^s \left\{ n_{Rj}(\sigma_{aj}) - \frac{1}{(1 + q_\sigma) D_\sigma (\sigma_a)^{q_\sigma}} \right\}^2 \quad (2.10)$$

и соответственно функционала

$$\Phi(q_\tau D_\tau) = \sum_{j=1}^s \left\{ n_{Rj}(\tau_{aj}) - \frac{1}{(1 + q_\tau) D_\tau (\tau_a)^{q_\tau}} \right\}^2, \quad (2.11)$$

где  $\sigma_{aj}$ ,  $\tau_{aj}$ ,  $n_{Rj}$  – набор дискретных значений амплитуд циклических нормальных и касательных напряжений и соответствующих им чисел циклов до разрушения.

### 3. Циклическое растяжение-сжатие и циклическое кручение

Решаются задачи усталости, связанные с оценкой предельного состояния и расчетом усталостной долговечности сплошных призматических образцов. Решение строится в форме зависимости между амплитудами нормальных и касательных напряжений по параметру числа циклов до разрушения и в форме зависимости числа циклов до разрушения от амплитуд нормальных напряжений и от амплитуды эквивалентных напряжений.

#### 3.1. Материал образцов. Материальные константы

Рассматривается усталостное разрушение образцов из закаленной стали JIS SNCM8 и пружинной стали SWOSC-V. Экспериментальные данные заимствованы соответственно из [6] и [7].

Значения коэффициентов  $q_\sigma$ ,  $D_\sigma$ ,  $q_\tau$ ,  $D_\tau$ , рассчитанные по изложенной в разделе 2.3 методике, а также значения отношения  $v = \frac{\tau_n}{\sigma_n}$  приведены для исследованных материалов  $\sigma_n^v$  табл. 1.

Из таблицы следует, что величины  $v$  для выбранных материалов практически совпадают и близки к значению, соответствующему критерию удельной энергии формоизменения.

Таблица 1

Значения материальных констант

Материал	$\frac{\tau_n}{\sigma_n}$	$q_\sigma$	$D_\sigma, \text{МПа}^{-q_\sigma} \cdot \text{цикл}^{-1}$	$q_\tau$	$D_\tau, \text{МПа}^{-q_\tau} \cdot \text{цикл}^{-1}$
Сталь JIS SNCM8	0,67	19,23	$2,01 \cdot 10^{-58}$	12,19	$1,09 \cdot 10^{-37}$
Сталь SW0SC-V	0,68	7,87	$4,80 \cdot 10^{-24}$	38,46	$1,02 \cdot 10^{-110}$

**3.2. Обобщенное предельное состояние**

Под обобщенным понимается предельное состояние, которое задается в нормированной системе координат уравнениями (1.2)-(1.4).

Результаты расчетов предельного состояния, выполненные по уравнениям (1.2)-(1.4), сопоставлены на рис. 1 с экспериментальными данными для образцов из стали JIS SNCM8.

Экспериментальные данные занимают, как видно, промежуточное положение между расчетами, выполненными в соответствии с критерием максимальных нормальных напряжений и критерием удельной энергии формоизменения. Максимальная погрешность возникает по отношению к критерию максимальных нормальных напряжений и достигает 50%.

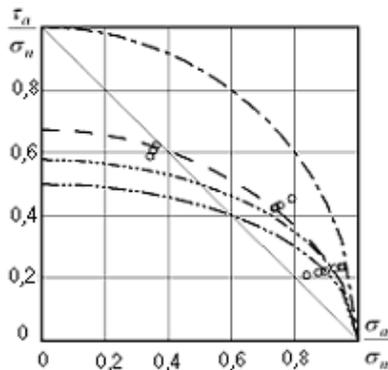


Рис.1. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) обобщенные диаграмм амплитуд предельных напряжений образцов стали JIS SNCM8:  
 — — расчет по уравнению (1.2);  
 - · - расчет по уравнению (1.3);  
 - · · - расчет по уравнению (1.4)

**3.3. Предельное состояние по параметру долговечности**

Рассчитываются комбинации амплитуд нормальных и касательных напряжений, вызывающих разрушение за одно и то же число циклов нагружения  $n_R$ . Расчеты выполняются по уравнениям (2.1)-(2.3), а результаты расчетов представляются в форме диаграмм амплитуд предельных напряжений по параметру  $n_R$ .

Результаты расчетов, выполненных по уравнениям (2.1)-(2.3) с использованием приведенных в табл.1 коэффициентов, представлены на

рис. 2 штриховыми линиями для образцов из стали JIS SNCM8 и стали SW0SC-V. Точками нанесены экспериментальные данные.

Лучшее согласование результатов расчетов с экспериментальными данными получено, как и в случае обобщенного предельного состояния, для критерия удельной энергии формоизменения.

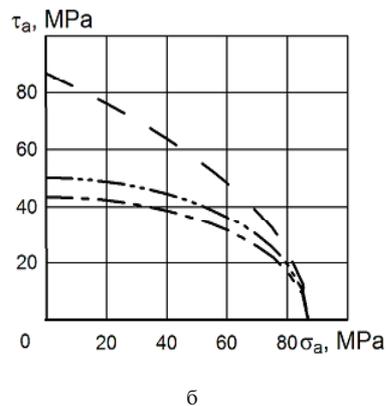
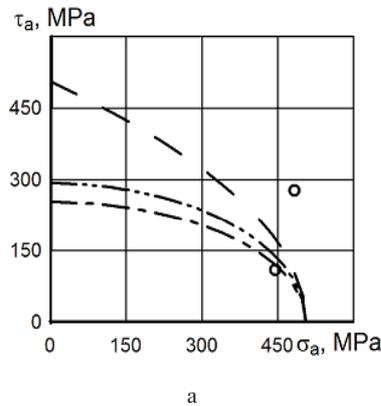


Рис. 2. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения амплитуд предельных напряжений образцов стали JIS SNCM8 (а) для  $n_R = 106$  (°) циклов и образцов стали SW0SC-V (б) для  $n_R = 109$  циклов при комбинированном нагружении осевым растяжением-сжатием и кручением:  
 — — расчет по уравнению (2.1); - · - расчет по уравнению (2.2); - · · - расчет по уравнению (2.3)

**3.4. Усталостная долговечность**

Рассчитывается зависимость числа циклов до разрушения  $n_R$  от амплитуды нормальных напряжений  $\sigma_a$  и от величины эквивалентного

напряжения  $\sigma_{\text{eqv}}$ . Расчеты выполняются по уравнениям (2.4)-(2.9) и представляются в форме кривых усталости.

Результаты расчетов усталостной долговечности, выполненных по уравнениям (2.4)-(2.9) с использованием приведенных в табл. 1 коэффициентов, представлены на рис. 3 штриховыми линиями для образцов стали JIS SNCM8 и стали SW0SC-V. Уравнения (2.4)-(2.9) решаются

численно методом итераций. Точками нанесены экспериментальные данные.

Как и в задачах оценки предельного состояния, лучшее согласование результатов расчета усталостной долговечности с экспериментальными данными получено для критерия удельной энергии формоизменения. Максимальная погрешность по числу циклов до разрушения достигает %.

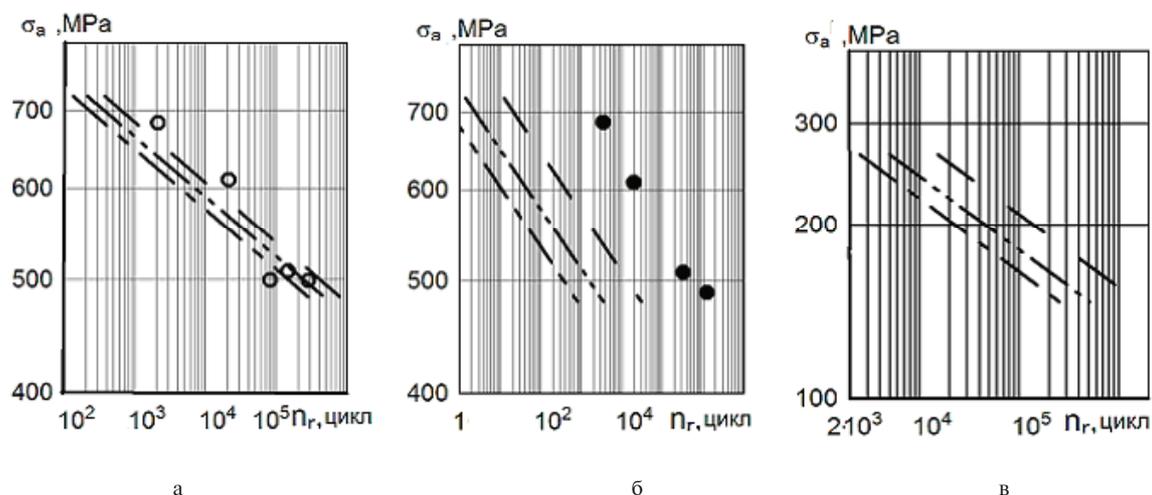


Рис. 3. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения усталостной долговечности образцов стали JIS SNCM8 (а и б) для значений  $\nu = \frac{1}{4}$  (°) и  $\nu = \frac{1}{\sqrt{3}}$  (•) и образцов сплава SW0SC-V (в) для  $\nu = 0,68$  при комбинированном нагружении осевым растяжением-сжатием и кручением:  
 — — расчет по уравнению (2.4); — · — расчет по уравнению (2.6); — · · — расчет по уравнению (2.8)

#### 4. Циклический изгиб и циклическое кручение

Решаются задачи оценки предельного состояния в форме зависимости между амплитудами нормальных и касательных напряжений по параметру числа циклов до разрушения и в форме зависимости числа циклов до разрушения от амплитуды нормальных напряжений и от амплитуды эквивалентных напряжений.

##### 4.1. Материал образцов. Материальные константы

Рассматривается усталостное разрушение образцов стали SAE 4340, стали 30ХНЗМФА и

титанового сплава ПТ-3В. Экспериментальные данные заимствованы из [8], [9] и [10].

Значения коэффициентов  $q_\sigma$ ,  $D_\sigma$ ,  $q_\tau$ ,  $D_\tau$ , рассчитанные по изложенной в разделе 2.3 методике, а также значения отношения  $\nu = \frac{\tau_n}{\sigma_n}$  приведены для исследованных материалов в табл. 2.

Из таблицы следует, что значение  $\nu$  для титанового сплава ПТ-3В соответствует критерию максимальных касательных напряжений, а для сталей SAE 4340 и 30ХНЗМФА эти значения больше соответствуют критерию удельной энергии формоизменения.

Таблица 2

Значения материальных констант

Материал	$\frac{\tau_n}{\sigma_n}$	$q_\sigma$	$D_\sigma, \text{ МПа}^{-q_\sigma} \cdot \text{цикл}^{-1}$	$q_\tau$	$D_\tau, \text{ МПа}^{-q_\tau} \cdot \text{цикл}^{-1}$
Сталь SAE 4340	0,65	7,63	$4,68 \cdot 10^{-26}$	23,25	$6,34 \cdot 10^{-64}$
Сталь 30ХНЗМФА	0,63	15,38	$7,60 \cdot 10^{-46}$	33,33	$4,45 \cdot 10^{-27}$
Сплав ПТ-3В	0,51	7,52	$3,13 \cdot 10^{-26}$	5,68	$6,26 \cdot 10^{-20}$

**4.2. Обобщенное предельное состояние**

Результаты расчетов обобщенного предельного состояния в нормированной системе координат, выполненные по уравнениям (1.2)-(1.4), сопоставлены на рис. 4 с экспериментальными данными для образцов из сталей SAE 4340 и 30ХНЗМФА и титанового сплава ПТ-3В.

Лучшее согласование с экспериментальными данными получено, как видно, для сталей в случае использования критерия удельной энергии формоизменения. Для образцов из титанового сплава экспериментальные данные

соответствуют вогнутым предельным диаграммам и ни один из рассмотренных критериев не согласуется с этими данными, прежде всего, качественно.

**4.3. Предельное состояние по параметру долговечности**

Рассчитываются комбинации амплитуд нормальных и касательных напряжений, вызывающих разрушение за одно и то же число циклов нагружения  $n_R$ .

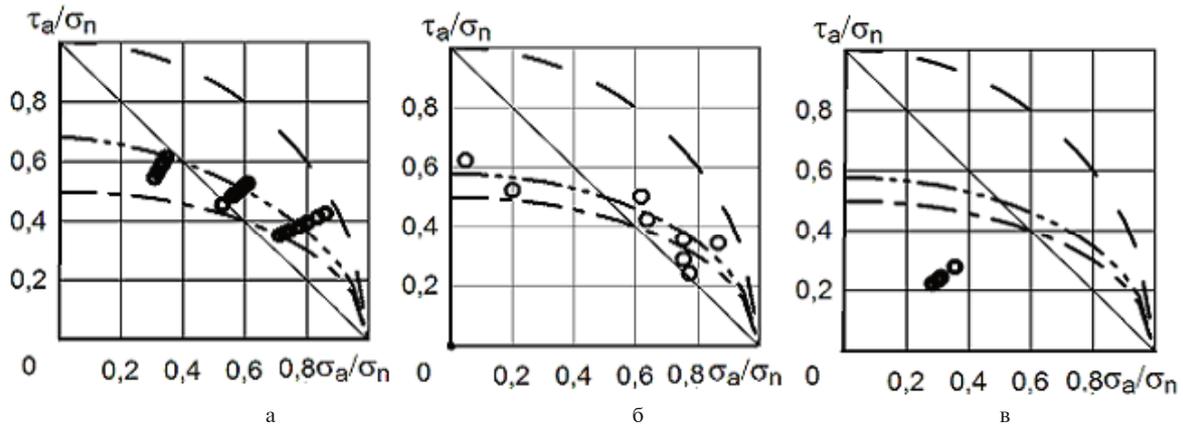


Рис. 4. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) нормированные диаграммы предельных напряжений сплошных цилиндрических образцов из стали SAE 4340 (а), стали 30ХНЗМФА (б) и титанового сплава ПТ-3В (в) при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением: — — расчет по уравнению (1.2); — · — расчет по уравнению (1.3); — · · — расчет по уравнению (1.4)

Результаты расчетов в форме диаграмм амплитуд предельных напряжений по параметру  $n_R$ , выполненных по уравнениям (2.1)-(2.3) с использованием приведенных в табл. 2 коэффициентов, представлены на рис. 5 штриховыми линиями. Точками нанесены экспериментальные данные.

Как и в случае обобщенного предельного состояния, лучшее согласование с экспериментальными данными получено для сталей при использовании критерия удельной энергии формоизменения. Для образцов из титанового сплава расхождения носят качественный характер.

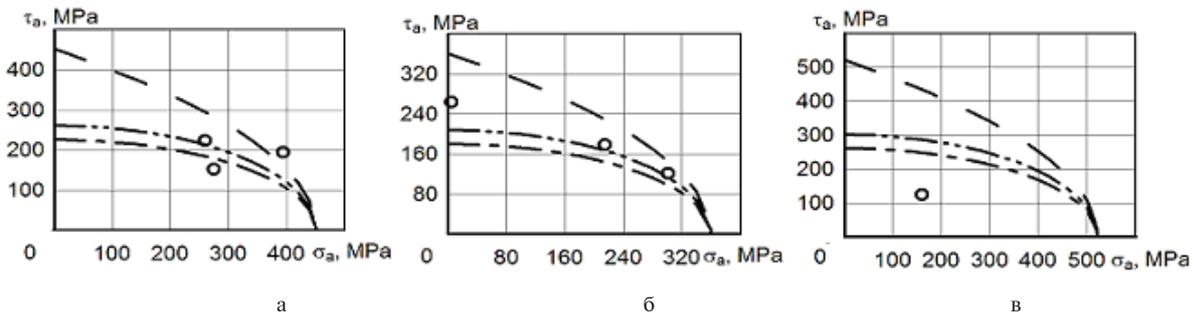


Рис. 5. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения амплитуд предельных напряжений образцов стали SAE 4340 (а) для  $n_R = 10^6$  циклов, стали 30ХНЗМФА (б) для  $n_R = 10^7$  циклов и сплава ПТ-3В (в) для  $n_R = 10^6$  циклов при комбинированном нагружении циклическим изгибом и циклическим кручением: — — расчет по уравнению (2.1); — · — расчет по уравнению (2.2); — · · — расчет по уравнению (2.3)

**4.4. Усталостная долговечность**

Рассчитывается зависимость числа циклов до разрушения  $n_R$  от амплитуды нормальных напряжений по уравнениям (2.4), (2.6) и (2.8). Результаты расчетов, выполненные с использо-

ванием приведенных в табл. 2 коэффициентов, представлены на рис. 6 штриховыми линиями. Уравнения (2.4), (2.6) и (2.8) решаются численно методом итераций. Точками нанесены экспериментальные данные.

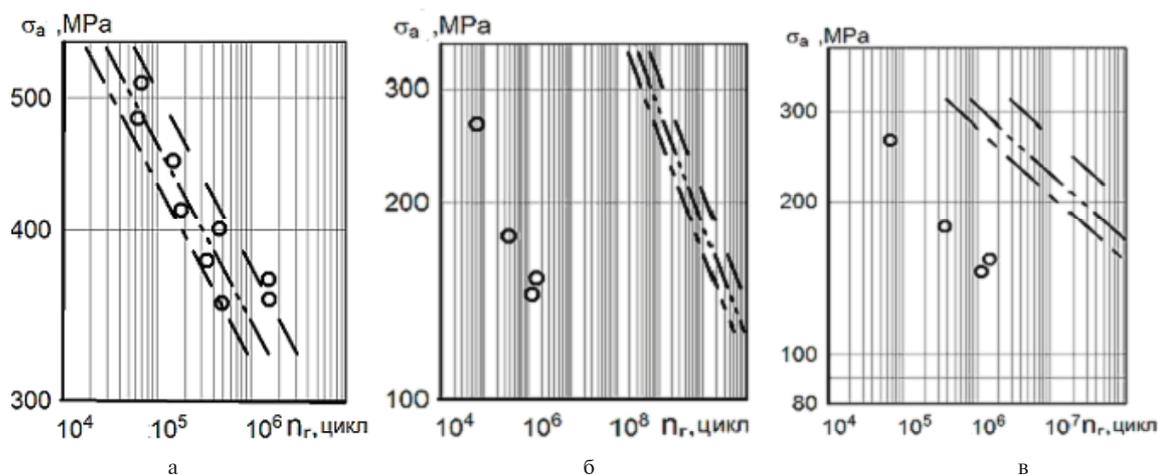


Рис. 6. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) значения усталостной долговечности образцов стали SAE 4340 (а) для  $\nu = 0,496$ , стали 30ХНЗМФА (б) для  $\nu = 0,30$  и титанового сплава ТТ-3В (в) для  $\nu = 0,79$  при комбинированном нагружении изгибом с кручением:  
 — — расчет по уравнению (2.4); — · — расчет по уравнению (2.6); · · · — расчет по уравнению (2.8)

Для сталей, как видно, экспериментальные данные занимают промежуточное положение между расчетами, соответствующими критерию максимальных нормальных и критерию максимальных касательных напряжений, и согласуются с расчетами по критерию удельной энергии формоизменения. Для титанового сплава все критерии дают более чем на порядок завышенные по отношению к экспериментальным данным значения усталостной долговечности.

#### Заключение

Решение задач усталости материалов и элементов конструкций при двухосном комбинированном нагружении может быть построено на основе классических критериев разрушения. Точность получаемых решений будет зависеть от соответствия структуры критерия пластическим свойствам материала, которые задаются величиной отношения пределов усталости при чистом кручении и осевом растяжении-сжатии. Необходимым условием является также выпуклость диаграммы амплитуд предельных напряжений, задающих зависимость между разрушающими значениями амплитуд нормальных и касательных компонент цикла напряжений.

#### Литература

1. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости [Текст]: моногр., пер. с англ. /Р.Б.Хейвуд. — М.: Машиностроение. — 1969. — 504 с.
2. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие [Текст]: моногр. /С.В.Серенсен, В.П.Когаев, Р.М.Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.
3. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст]: моногр. /В.П.Когаев. — М.: Машиностроение. — 1977. — 232 с.

4. Биргер И.А. Условия усталостной прочности при сложном напряженном состоянии [Текст] /И.А.Биргер// Прочность авиадвигателей. Сб. статей под ред. С.В.Серенсена. — М.: Оборонгиз, 1952. — №7. — С. 130-163.

5. Mc Diarmid D.L. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction [Text] /D.L. McDiarmid // Fatigue Fracture Eng. Mater. — 1994. — Vol. 17. — P. 1475-1484.

6. Tanaka K. The strength of JIS SNCM8 steel under combined alternating stresses [Text] /K.Tanaka, S.Matsuoka //Advances in Research on the Strength and Fracture of Materials. Vol. 28. — New York: Pergamon Press, 1978. — P. 1161-1168.

7. Akiniwa V. Fatigue strength of spring steel under axial and torsional loading in the very high cycle regime [Text] / V.Akiniwa, S.Stanzl-Tschegg, H.Mayer, M.Wakita, K.Tanaka // Intern. Journ. Fatigue. — 2008. — Vol. 30. — P. 2057-2063.

8. Findley W.N. Theory for combined bending and torsion fatigue with data for SAE 4340 steel [Text] / W.N.Findley, J.J.Coleman, B.C.Hanley // Proc. Intern. Conf. Fatigue of Metals. — London, 1956. — P. 150-157.

9. Казенина А.Д. Сопротивление усталости конструкционных сталей при циклическом кручении с изгибом [Текст] /А.Д.Казенина, С.Л.Маневич, Г.Н.Филимонов // Прочность материалов и элементов конструкций.- Ленинград: Изд-во Ленинградского кораблестроительного института. — 1985. — С. 40-46.

10. Шаманин Ю.А. Усталостная прочность титановых сплавов при синфазном действии переменных нормальных и касательных напряжений [Текст] /Ю.А.Шаманин //Пробл. прочности. — 1984. — №12. — С. 26-35.

Поступила в редакцию 01.07.2014

**В.П. Голуб. До розв'язку задач втоми за умов двовісного комбінованого навантаження на основі класичних критеріїв руйнування**

*Розглядається застосування класичних критеріїв руйнування для оцінки граничного стану та довговічності суцільних призматичних зразків за умов комбінованого навантаження осьовим розтягом-стиском та скрученням, циклічним згином та скрученням. У якості критеріїв руйнування обрано критерії максимальних нормальних напружень, критерій максимальних дотичних напружень та критерій питомої енергії зміни форми. Розв'язано та апробовано експериментально задачі розрахунку амплітуд граничних нормальних та дотичних напружень та задачі розрахунку довговічності внаслідок втоми.*

**Ключові слова:** суцільні циліндричні зразки, двовісне комбіноване навантаження, циклічний розтяг-стиск, циклічний згин, циклічне скручення, двовісна втома, граничний стан, довговічність внаслідок втоми.

**V.P.Golub. On the solution of the fatigue problems under the biaxial combined loading based on the classical fracture criteria**

*The applicability of the classical fracture criteria for the evaluation of the limit state and the fatigue life-time of solid prismatic specimens under combined loading by axial tension-compression with torsion and bending with torsion. The criterion of maximum normal stresses, the criterion of maximum shear stresses and the distortion energy density criterion are chosen as fracture criteria. The problem of ultimate amplitudes of normal and shear stresses calculation and the problems of fatigue life-time calculation have been solved and experimentally approved.*

**Keywords:** solid cylindrical specimens, biaxial combined loading, cyclic tension-compression, cyclic bending, cyclic torsion, biaxial fatigue ultimate state, fatigue life-time.

УДК 539.4

**А.Р. ЛЕПЕШКИН, П.А. ВАГАНОВ***Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия*

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ОБРЫВА ПО РАЗНЫМ СЕЧЕНИЯМ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ КОРПУСОВ НА НЕПРОБИВАЕМОСТЬ**

*Разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности рабочих лопаток ГТД с учетом условий обрыва по разным сечениям при испытаниях на непробиваемость. Методика обрыва лопатки заключается в перераспределении напряжений в заданном сечении лопатки при дополнительном ее термическом нагружении и в обеспечении разрушения лопатки по указанному ее сечению на заданной частоте вращения. Приведены результаты расчетного моделирования напряженно-деформированного состояния лопатки по разным ослабленным сечениям в двух случаях: корневому сечению и сечению по верхней части замка с использованием метода конечных элементов. Рассмотрено влияние нагрева на снижение запаса прочности и других параметров разных сечений ослабленной лопатки. Предложенная методика была использована при проведении испытаний на разгонном стенде. Разработанная методика расчета НДС и прочности рабочей лопатки ГТД (по разным ослабленным сечениям) является эффективной и ее можно использовать с целью обрыва лопатки при испытаниях корпусов авиационных двигателей и энергетических установок на непробиваемость.*

**Ключевые слова:** лопатка, корпус, испытание, методика, обрыв, расчет, прочность, сечения, разгонный стенд.

### **Введение**

Нормы летной годности требуют проведения испытаний корпусов газотурбинных двигателей (ГТД) в случае обрыва лопаток на максимальной частоте вращения ротора. По данным испытаниям судят о достаточной прочности корпуса. При этом в нормативных документах не указано, каким методом должен быть произведен обрыв и какой минимальный запас статической прочности должна иметь лопатка с ослабленным сечением. Задача экспериментаторов состоит в том, чтобы имитировать усталостное разрушение в заданном сечении. Наиболее распространенный метод взрыва [1] состоит в том, что заданное сечение ослабляется подрезкой, в центральной части замка устанавливается заряд и при выходе на рабочие обороты производят взрыв. Данный метод имеет следующие недостатки: трудности работы со взрывчаткой, сложно подобрать величину требуемого заряда, к тому же при взрыве выделяется большая дополнительная энергия, которая меняет траекторию полета лопатки. Другой метод наиболее простой в исполнении – метод последовательной подрезки [2]. В этом случае подрезают сечение, затем выходят на заданную частоту вращения, если обрыв не произошел, то делают дополнительную подрезку и так далее. Однако такой обрыв может произойти на меньшей частоте вращения и условия испытаний не будут соответствовать требуемым.

### **1. Методика расчета**

В данной работе новая расчетно-экспериментальная методика обрыва рабочей лопатки без использования взрыва [3, 4]. В соответствии с данной методикой первоначально производят подрезку в заданном сечении для уменьшения запаса прочности лопатки вентилятора ГТД до 1,3-1,4 (область 4 на рис. 1), оставляют центральное сечение 1 с вырезом под нагреватель и кромки 2 и 3. При выходе на заданную частоту вращения включают нагреватель, происходит разгружение (удлинение) центральной части и догружение кромок лопатки. Вследствие этого разрушаются кромки, далее – центральная часть лопатки. Данный процесс требует математического моделирования, поскольку при испытании диск с лопатками (одна из которых подрезана) должен быть раскручен до заданной максимальной частоты вращения (в данном случае 11000 об/мин), при этом должен быть осуществлен гарантированный обрыв лопатки. В связи с этим, подрезанная лопатка должна обладать достаточным запасом прочности в каждом из ее сечений. При включении нагревателя догружение кромок должно быть таким, чтобы они оборвались. Таким образом, нужно рассчитать запас прочности в заданном ослабленном сечении в зависимости от температуры с учетом касательных напряжений

и получить, что в начальный момент времени прочность ослабленной лопатки достаточна при выходе на заданную частоту вращения, а при ее нагреве на данной частоте вращения кромки обрываются.

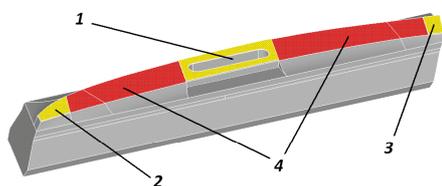


Рис 1. Ослабленное сечение лопатки вентилятора

Для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки в поле действия центробежных сил с учетом нагрева в ее центральной области (нагревателя) была использована пластическая модель с полилинейным упрочнением [5-7].

Для определения температурного поля, созданного нагревателем, используются уравнение теплопроводности

$$c\gamma \frac{\partial t}{\partial t} = \text{div}(-\lambda \text{grad } t) + p \quad (1)$$

где  $p$  - удельная мощность нагревателя.

Моделирование производилось в программном комплексе ANSYS. Результат теплового расчета области лопатки представлен на рис.2 (распределение температуры в момент времени нагрева,  $t = 15$  с), расчета НДС – рис.3 (растягивающие напряжения вдоль действия центробежной силы, ось Z, вид сверху,  $t = 0$  с).

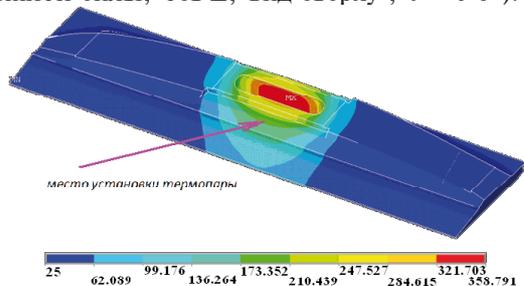


Рис 2. Распределение температуры в области нагревателя

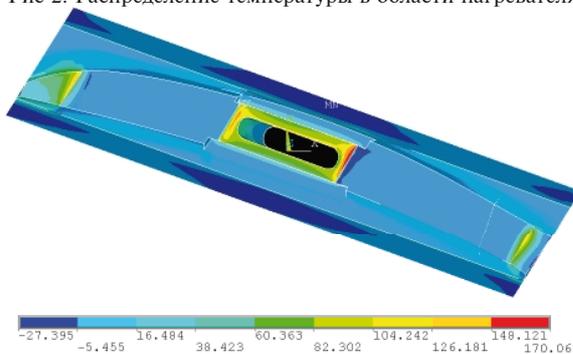


Рис 3. Распределение напряжений в ослабленном сечении лопатки

Для определения несущей способности ослабленной лопатки вентилятора ГТД вычисляется критическая сила  $P_{кр}$  – это максимальное значение нагрузки, которую может выдержать сечение при действии заданного момента  $M$ , когда весь материал находится в пластическом состоянии (рис. 4, формула 2). Аналогично  $M_{кр}$  – максимальное значение момента при фиксированной нагрузке  $P$ .

$$P = 2\sigma_T \times a \quad (2)$$

$$P_{кр} = \sigma_T a \sqrt{b^2 - \frac{4M}{\sigma_T a}} \quad (3)$$

$$M_{кр} = \sigma_T a \left( \frac{b^2}{4} - \frac{P^2}{4\sigma_T^2 a^2} \right) \quad (4)$$

$$n = \frac{P}{P_{кр}} \quad (5)$$

$$n' = \frac{P}{P'_{кр}} \quad (6)$$

С учетом касательных напряжений предел текучести  $\sigma' = \sqrt{\sigma_T^2 - 3\tau^2}$

$$P'_{кр} = \sigma' a \sqrt{b^2 - \frac{4M}{\sigma' a}} \quad (7)$$

## 2. Анализ полученных результатов

На основе проведенного расчета напряженно-деформированного состояния и несущей способности рабочей титановой лопатки вентилятора ГТД в программном комплексе ANSYS, получаем следующие величины: растягивающее усилие  $P$  (кГ), растягивающее критическое усилие  $P_{кр}$  (кГ), изгибы  $M_x$  (кГ\*мм) и  $M_y$ , запас прочности  $n$ , касательное напряжение  $\tau$  (кгс/мм<sup>2</sup>) и предел текучести  $\sigma_T$  (кгс/мм<sup>2</sup>), растягивающее критическое усилие  $P_{кр}$  (кГ), запас прочности  $n$  с учетом касательных напряжений, момент времени  $t$  (с) и температура  $T$  (°С).

Указанные результаты прочностного расчета по входной кромке сведены в таблицу 1 и таблицу 2.

Таблица 1.

Результаты прочностного расчета

t	$M_x$	$M_y$	P	$P_{кр}$	T
0	-87	2574	2168	3246	0°
15	56	3133	2456	3092	173°
20	235	3435	2666	3006	281°
23	301	3664	2767	2939	357°

Таблица 2

Результаты прочностного расчета

t	n	$\tau$	$\dot{\sigma}_T$	$\dot{P}_{кр}$	$\dot{N}$	T
0	1.5	16.9	90	3054	1.41	0°
15	1.26	19.1	89	2843	1.16	173°
20	1.13	20.2	88	2724	1.02	281°
23	1.06	21	87	2631	0.95	357°

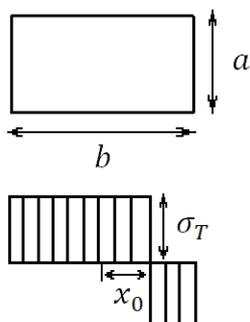


Рис. 4. Прямолинейное сечение

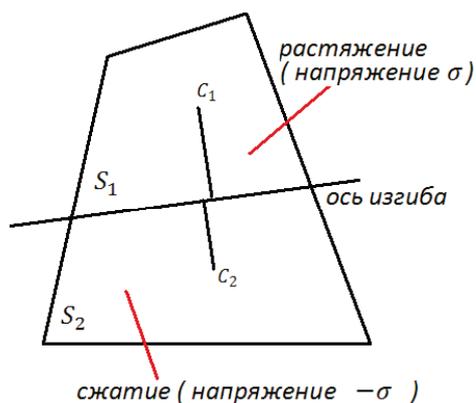


Рис. 5. Криволинейное сечение

Для криволинейного сечения (Рис 5.) параметры  $a$  и  $b$ , аналогичные прямолинейному сечению (рис.4), определяются из уравнений (8, 9)

$$S = ab \quad (8)$$

$$y_{C_1} S_1 + y_{C_2} S_2 = \frac{ab^2}{4} \quad (9)$$

Полученные результаты согласуются с экспериментом. При испытаниях корпуса на непробиваемость обрыв лопатки на разгонном стенде произошел в момент времени 16 с при температуре термопары (рис.2) 200 °С. Теоретическое время разрушения составляет 20 с (табл.1, табл.2). Таким образом, первоначально разрушается сечение 2 (рис.1) входной кромки и далее гарантируется полное разрушение выходной кромки 3 и центральной части 1. Для

этого был сделан аналогичный расчет, но без сечения 2, при этом НДС сечения 3 выходной кромки показано на рис. 7 ( $t = 15$  с), аналогичное НДС при наличии сечения 2 – рис. 6 ( $t = 15$  с). Видно существенное изменение НДС,  $M_x = 3927$ ,  $P = 471$ ,  $\tau = 43,2$ , тогда по формуле (4)  $M_{кр} = 3682$ ,  $n' = \frac{M_{кр}}{M_x} = 0.94$ , то есть происходит дальнейшее разрушение и лопатка обрывается.

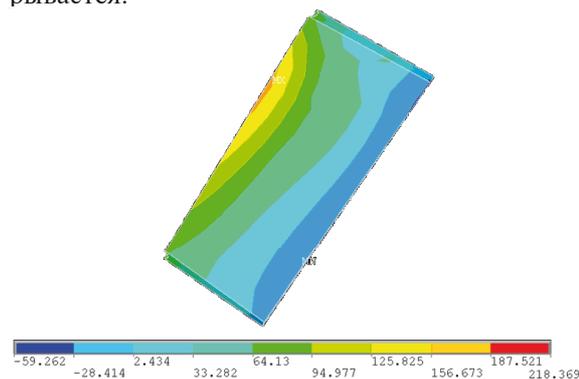


Рис. 6. Сечение входной кромки

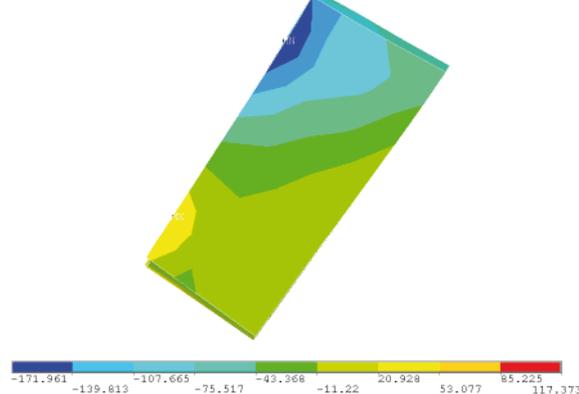


Рис. 7. Сечение выходной кромки

Российские нормы летной годности требуют производить подрезку лопатки по верхнему зубу замкового соединения. Для этого случая было выполнено аналогичное проектирование доработки и расчет лопатки. НДС в этом случае показано на рис. 8. Среднее сечение перемещено в сторону спинки лопатки. Сечения участков входной и выходной кромок выполнены в виде треугольников. Выведем формулы для расчета несущей способности треугольного сечения (рис. 9). Для этого возьмем равнобедренный треугольник с основанием  $a$  и высотой  $b$ ,  $C$  – центр масс треугольника. Как и в случае прямоугольного сечения рассматриваем предельное состояние, когда с одной стороны происходит равномерное растяжение, с другой - равномерное сжатие. Такое распределение напряжений будет соответствовать максимальной несущей

способности треугольного сечения при воздействии растяжения с изгибом.

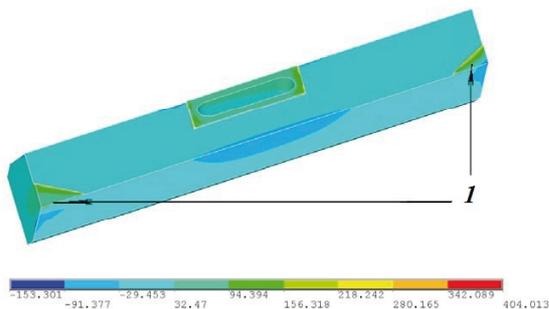


Рис. 8. Распределение напряжений  $\sigma_{zz}$  в подрезанном сечении,  $t = 60$  с ( $I$  – треугольное сечение)

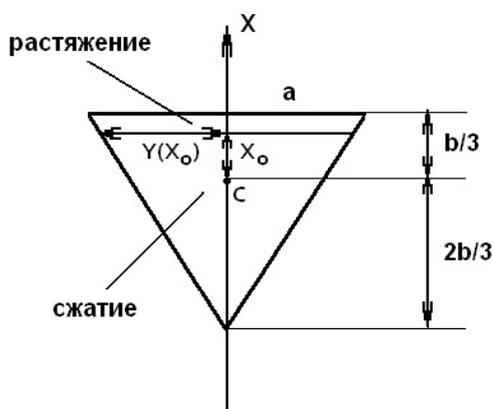


Рис. 9. Расчет треугольного сечения

Выразим значения изгиба  $M^*$  и растяжения  $P^*$  в зависимости от заданных параметров:

$$M^* = \frac{2ab^2}{81b} \sigma_T (4b^3 - 27bx_0^2 - 27x_0^3) \quad (10)$$

$$P^* = \frac{a}{18b} \sigma_T (b^2 - 24bx_0 - 18x_0^2) \quad (11),$$

где  $\sigma^* = \sqrt{\sigma_T^2 - 3\tau^2}$ .

Если, допустим, известны действующие значения  $M^*$ ,  $P^*$  и  $\tau^*$  (с учетом действия касательных напряжений по сечению верхней части замка лопатки), то можно определить запас прочности  $n^*$  – с учетом действия касательных напряжений. Подставляем в уравнение (2) значение  $M$  и других параметров, решаем его относительно  $x_0$ . Поскольку возможно получить три различных решения, то выбираем минимальное  $x_0 \in \left[ \frac{-2b}{3}, \frac{b}{3} \right]$ , так как при этом будет достигаться максимальное значение  $P^*$ . Далее подставляем  $x_0$  в уравнение (3) и полу-

чаем критическую силу  $P_{кр}^*$  и запас прочности  $n^* = P_{кр}^* / P$ . Значения  $M$ ,  $P$ ,  $\tau$  определяются по значениям нагрузок в узлах конечно-элементной сетки.  $T$  – температура вблизи центрального участка сечения. Расчетные значения представлены в таблицах 3 и 4.

Таблица 3.

Нагрузки в сечении входной кромки,  $a = 14$  мм,  $b = 7,5$  мм,  $S = 52,5$  мм

t	M	P	$\tau$	$\sigma_T^*$	$P_{кр}^*$	$n^*$	T
0	1651	2362	34,8	79,8	3640	1,54	25 °
60	2432	2587	43,2	66,3	3183	1,23	375 °

Таблица 4.

Нагрузки в сечении выходной кромки,  $a = 12,25$  мм,  $b = 5,2$  мм,  $S = 31,85$  мм

t	M	P	$\tau$	$\sigma_T^*$	$P_{кр}^*$	$n^*$	T
0	989	1694	17,5	95,3	2253	1,33	25 °
60	2134	1918	20,9	93,2	1899	0,99	375 °

В этом случае первоначально прогнозируется разрушение выходной кромки, при этом после ее разрушения существенно изменится НДС входной кромки (рис. 10). Изгибающий момент относительно оси D (рис. 11) равен 3950 кГ·мм. Причем параметры  $a$  и  $b$  изменятся (изгиб относительно другой оси),  $a = 8,4$  мм,  $b = 12,5$  мм. Поскольку растягивающие напряжения действуют в вершине треугольника, а не в основании, то следует в формулах (10) и (11) поменять знаки  $P$  и  $M$  на отрицательные. Подставляем значение  $M = -3950$  в формулу (2) и находим единственное решение  $x_0 = 4,8$ , то есть  $x_0$  больше чем  $b/3$ , а, значит, произойдет разрушение входной кромки. Таким образом, показано, что выбранная схема является пригодной для проведения испытаний.

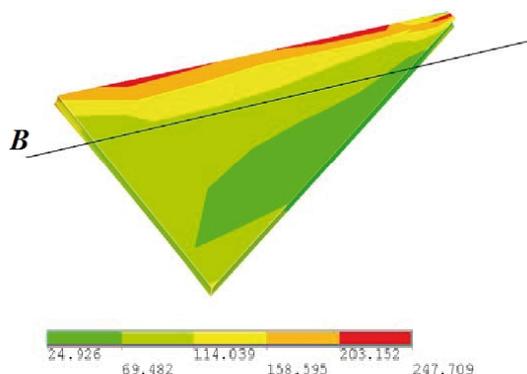


Рис. 10. НДС сечения входной кромки,  $t = 60$  с

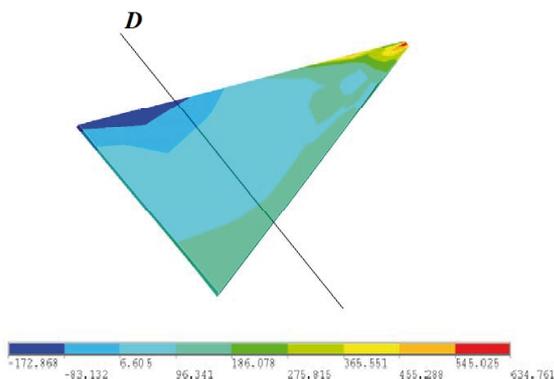


Рис.11. НДС сечения входной кромки после обрыва выходной кромки

На рис. 12 показан корпус с рабочим колесом вентилятора перед испытаниями и после испытаний с обрывом лопатки (рис. 1) на рис. 13. Испытания корпуса на непробиваемость прошли успешно.



Рис. 12. Перед испытаниями



Рис. 13. После испытаний

Проведены исследования поверхностей обрыва лопатки в средней части (рис. 14) и на кромках после испытаний. При этом в средней части разрушенной лопатки (рис.14) наблюдаются поверхности обрыва, направленные под 45 градусов, что подтверждает влияние касательных напряжений, полученных в расчете, на процесс и условия обрыва лопатки.



Рис. 14. Поверхность обрыва в среднем сечении разрушенной лопатки

### Заключение

Разработана методика расчета прочности рабочих лопаток авиационных ГТД с учетом условий обрыва по разным сечениям была использована при проведении испытаний корпуса на непробиваемость на разгонном стенде.

Приведены результаты расчетного моделирования напряженно-деформированного состояния лопатки по разным ослабленным сечениям в двух случаях: корневому сечению и сечению по верхней части замка с использованием метода конечных элементов. Получены формулы расчета запасов прочности лопатки с учетом геометрии разных сечений лопатки и касательных напряжений. Рассмотрено влияние нагрева на снижение запаса прочности и других параметров разных сечений ослабленной лопатки. Исследования поверхностей обрыва лопатки после испытаний подтверждают влияние касательных напряжений.

Разработанная методика расчета НДС и прочности лопатки (по разным ослабленным сечениям) является эффективной и ее можно использовать с целью обрыва лопатки при испытаниях корпусов авиационных двигателей и энергетических установок на непробиваемость.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 12-08-00332).

### Литература

1. BR715 clears last certification hurdle before 717 flight [Text] / Flight, 15-21/VII. – 1998. – V. 154, 4634. – P. 12.
2. Mohamed N.A. A design methodology for fan blade-off based on structural failure [Text] / N.A. Mohamed, M. Tim // Conference ISABE, Canada, 2009. –P. 6.
3. Пат. 2301979 Российская Федерация, МПК 601M7/08. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, Б.А. Балувев, А.В. Першин; Заявитель и патентообладатель ЦИАМ. - № 20065103289/28; заявл. 07.02.2006; опубл. 27.06.2007, бюл. № 18.

4. Пат. 2371692 Российская Федерация, МПК 601M7/08. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков, Ю.А. Ножницкий; Заявитель и патенто-обладатель ЦИАМ. - №2008105185/28; заявл. 14.02.2008; опубл. 27.10.2009, бюл. № 30.

5. Биргер И.А. Сопротивление материалов:

Учебное пособие [Текст] / И.А. Биргер. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1986. – 560 с.

6. Ильюшин А.А. Пластичность [Текст] / А.А. Ильюшин. – М.: Наука, 1948. – 256 с.

7. Победря Б.Е. Основы механики сплошной среды [Текст] / Б.Е. Победря, Д.В. Георгиевский. – М.: Физматгиз, 2006. – 322 с.

Поступила в редакцию 15.06.2014

**A.R. Lepeshkin, P.A. Vaganov. Method for calculation of stress-deformation state and strength of GTE aviation working blades in view of in view of conditions of breakage on the different sections at the containment casing tests**

*A method for calculating of the stress-deformation state and strength of the GTE working blades in view of conditions of breakage on the different weakened sections at the containment casings tests. The method of blade breakage consists in the redistribution of stresses in a given section of the blade at the additional thermal loading and in maintenance of the destruction of the blade at the given section at the set frequency of rotation. The results of simulation calculation of the stress-strain state of the blade on the different weakened sections in 2 cases: root section and section on the on top of a castle using the finite element method are presented. The influence of heating to reduce the safety factor and other parameters of a different sections of a weakened blade is considered. The proposed method has been used in tests on the spin rig. The developed method for calculating of the stress-strain state and strength of blade (on the different weakened sections) is effective and can be used for blade breakage at the containment casings tests of aircraft engines and power installations.*

**Key words:** blade, casing, test, method, breakage, calculation, strength, sections, spin rig

## УСТАЛОСТНАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ СТЫКУЮЩИХ ПОДСБОРОК ШАРНИРНЫХ УЗЛОВ ПРИ КОСОСИММЕТРИЧНОМ НАГРУЖЕНИИ

Предложена и реализована модель оценки влияния основных конструктивно-технологических параметров шарнирных узлов самолетных агрегатов на усталостную долговечность с учетом коэффициента избыточности изгибных напряжений  $\alpha_{\sigma}^M$  в стыкующих подборок. При испытаниях натурных узлов в условиях косоасимметричного нагружения ( $K^M$ ) выявлены две зоны усталостных разрушений по длине стыкующих подборок, расположенные вблизи плоскостей разреза стыкуемых деталей, что полностью подтвердило результаты расчетной модели по определению коэффициентов  $\alpha_{\sigma}^M$ . Экспериментальным путем также установлено влияние высокопрочных сталей 30ХГСН2А, ВНС-5, ВКС-170 и титанового сплава ВТ-22 на прочность узлов в области ограниченной долговечности. Показано, что применение предварительно напряженных стыкующих подборок при косоасимметричном нагружении приводит к существенному росту их усталостной долговечности.

**Ключевые слова:** шарнирные узлы самолетных агрегатов, косоасимметричное нагружение, стыкующие подборы, усталостная долговечность.

### Введение

Шарнирные узлы самолетных агрегатов достаточно широко распространены в авиационных конструкциях. С их помощью стыкуются между собой агрегаты хвостового оперения, двигатели с крылом, стойки шасси с агрегатами планера и т. п. В таких условиях их роль в обеспечении долговечности особенно важна, т.к. от их совершенства зависит ресурс самолета в целом.

Исследованию долговечности таких узлов посвящен ряд работ [1,2,3], оценивающих наиболее острые проблемные вопросы. Однако задача обеспечения их усталостной долговечности продолжает оставаться актуальной, в особенности для узлов, воспринимающих и передающих косоасимметричную ( $M$ ) нагрузку [4] (рис. 1).

При этом величину максимальных изгибных напряжений принято оценивать в виде коэффициента избыточности изгибных напряжений [5]

$$\alpha_{\sigma}^M = \frac{\sigma_i / \sigma_b}{K^M}, \quad (1)$$

где  $K^M = \frac{M}{M_p}$  – уровень действующего на узел момента  $M$  к величине разрушающего (расчетного) момента для рассматриваемого узла;

$\sigma_b$  – предел прочности материала стыкующей детали.

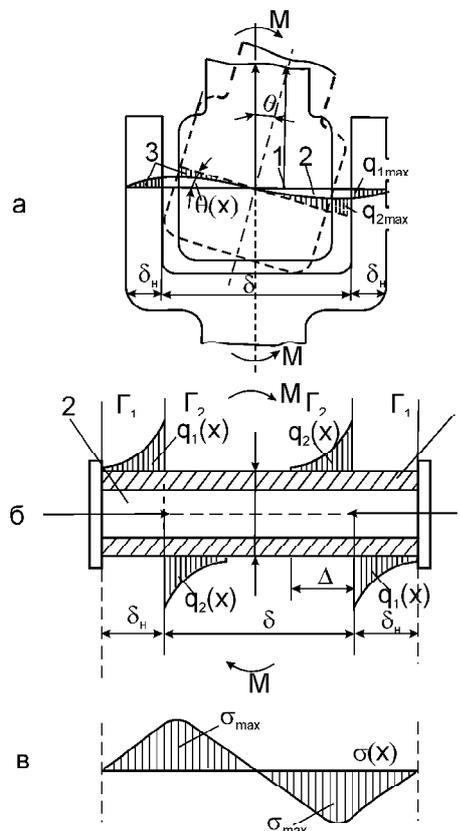


Рис. 1. Распределение изгибных напряжений в стыкующей подборок узла, передающего моментную ( $M$ ) нагрузку: 1 – основная несущая деталь стыкующей подборок; 2 – стяжка, обеспечивающая работоспособность узла при разрушении детали (1)

Выражение (1) позволило установить связь и проанализировать влияние конструктивно-технологических параметров узлов на расположение и величину  $\alpha_{\sigma}^M$  коэффициента избыточности изгибных напряжений в стыкующей подборке при кососимметричном нагружении [4]:

$$\alpha_{\sigma}^M = f(\delta_n / \delta, \delta / d, \bar{\Delta}, G_1, G_2), \quad (2)$$

где  $\frac{\delta_n}{\delta}, \frac{\delta}{d}, \bar{\Delta} = \frac{2\Delta}{\delta}$  – геометрический параметр узла;

$G_1, G_2$  – модули на смятие.

Однако, в какой мере эти напряжения влияют на усталостную долговечность, вопрос остается открытым.

В связи с этим целью данной работы является установление связи изгибных напряжений, возникающих в кососимметрично нагруженных подборках, с их усталостной долговечностью

$$N = f(\alpha_{\sigma}^M, K^M, \delta / d, \bar{\Delta}, G_1), \quad (3)$$

а также экспериментальная проверка влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность стыкующих подборок узлов рассматриваемого типа.

#### Расчетная оценка усталостной долговечности стыкующих подборок шарнирных узлов

Допускаем, что усталостная долговечность при известных изгибных напряжениях  $\sigma_i$  стыкующей подборки в двойных логарифмических координатах оценивается выражением [6]

$$N\sigma_i = N_0\sigma_{-1q} = \text{Const}, \quad (4)$$

где  $N_0$  – базовое число циклов до усталостного разрушения;

$\sigma_{-1q} = \sigma_{-1} / K_{\sigma}$  – предел ограниченной выносливости элемента с концентратором напряжений;

$\sigma_{-1}$  – предел ограниченной выносливости гладкого образца.

При пересчете произвольного цикла переменных напряжений от внешних воздействий в симметричный цикл эквивалентной повреждаемости воспользуемся зависимостью из работы [6]:

$$\sigma_i = \Psi_q \sigma_m + \sigma_{\alpha}, \quad (5)$$

где  $\Psi_q$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений гладкого элемента;

$\sigma_m, \sigma_{\alpha}$  – средние и амплитудные напряжения.

В случае, если в стыкующей подборке созданы предварительные напряжения сжатия  $\bar{\sigma}_c$ , выражение (5) преобразуется к виду

$$\sigma_i = \Psi_q (\sigma_m - \bar{\sigma}_c \sigma_b) + \sigma_{\alpha}, \quad (6)$$

где  $\bar{\sigma}_{\alpha} = \frac{\sigma_{\alpha}}{\sigma_T}$ , здесь  $\sigma_T$  – предел текучести.

Преобразуем эту зависимость с учетом особенностей нагружения ( $K^M, r_{\sigma}$ ), а также использованием выражения (1):

$$\sigma_i = \frac{\alpha_{\sigma}^M K^M \sigma_b}{2} [\Psi_q (1 + r_{\sigma}) + (1 - r_{\sigma})] - \Psi_q \bar{\sigma}_c \sigma_b, \quad (7)$$

где  $r_{\sigma}$  – коэффициент асимметрии цикла.

Суммируя выражения, получим

$$(K^M \alpha_{\sigma}^M) = \frac{\frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K_{\alpha}} \left(\frac{N_0}{N}\right)^{\frac{1}{m_q}} + \frac{\Psi_q}{K_{\sigma}} \bar{\sigma}_c}{0,5 \left[ \frac{\Psi_q}{K_{\sigma}} (1 + r_{\sigma}) + (1 - r_{\sigma}) \right]}. \quad (8)$$

Выражение (8) служит для оценки узла и условий параметров узла и условий нагружения на усталостную долговечность (N) его стыкующей подборки.

#### Испытания стыкующих подборок шарнирных узлов на усталость

Лабораторные испытания стыкующих деталей при кососимметричном нагружении производились в специальном приспособлении на испытательных машинах ЦДМ–10ПУ и ЦД–100 соответственно при частоте переменного нагружения 16,7...6,7 Гц.

Коэффициент асимметрии цикла нагружения составлял 0,1. За результат испытаний принималось число циклов нагружения, при котором обнаруживалась усталостная трещина длиной 0,5...3 мм.

При испытаниях определялись характеристики кривой усталости:

– угол наклона левой части кривой ограниченной усталости и предел ограниченной выносливости на базе  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  циклов;

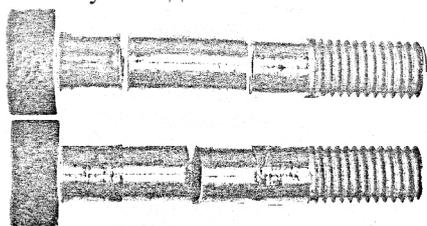
– оценка предела ограниченной выносливости по величине  $K^M$ .

Для проведения тестово-методических испытаний выбраны стыкующие детали, выполненные из хромонилевого стали 30 ХГСА диаметром 10 мм. Часть из них испытывалась при симметричном нагружении ( $K_p = 1,0$  и  $K_p = 0,3$ ), другая же партия – при кососимметричном нагружении ( $K^M = 0,3$ ). Результаты этих испытаний приведены на рис. 2, а, б, в.

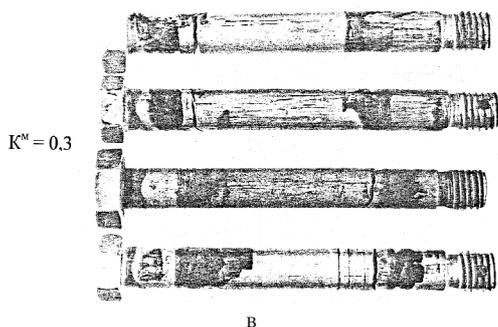
Как следует из приведенных данных, статическое разрушение стыкующей детали ( $K_p = 1,0$ ) (рис.2, а) происходит по плоскостям среза в зоне сопряжения стыкуемых деталей.

При эксплуатационном же уровне симметричной нагрузки на узел ( $K_p = 0,3$ ) разрушение стыкующей детали происходит в плоскости симметрии узла по причине усталости.

Принципиальное отличие разрушений стыкующей детали в узле с кососимметричным нагружением (см.рис.2, в) заключается в том, что в ней имеют место две зоны усталостных разрушений, расположенных вблизи плоскостей разъема стыкуемых деталей.



а)  $K_p = 1,0$  – статический срез по двум плоскостям;  
б)  $K_p = 0,3$  – усталостное разрушение в плоскости симметрии



$K^N = 0,3$

в

Рис. 2. Типичные виды разрушений стыкующих деталей узлов:

а, б – при симметричном нагружении (Р);  
в – при кососимметричном нагружении (М)

На рис. 2 в отчетливо видны следы фреттинг-коррозии, которая реализуется в основных областях контакта стыкуемых и стыкующей деталей, что еще раз подчеркивает принципиальное отличие как усталостных, так и износочных разрушений в узлах с кососимметричным нагружением и требует проведения обстоятельных усталостных испытаний стыкующих деталей (или подборок) узлов рассматриваемого типа.

Анализируя результаты тестирования, можно прийти к заключению, что их проведение качественно подтвердило результаты моделирования напряженного деформированного состояния, а также зон усталости, описанных в работе [ 4 ], т.е. усталостные разрушения стыкующих деталей при кососимметричном нагружении узла происходят в областях максимальных изгибных напряжений (см. рис. 1, в) вблизи плоскостей разъема стыкуемых деталей.

Такой вывод дает возможность обоснованно перейти к исследованию влияния конструктивно-технологических параметров узлов на усталостную долговечность стыкуемых деталей и стыкующих подборок.

Весьма важным параметром предельно нагруженных узлов являются конструкционные материалы, используемые в стыкующих подборках, поскольку от их выбора зависит и статическая прочность, и масса, и их усталостная долговечность.

Поэтому для изготовления испытуемых образцов выбраны высокопрочные хромансильевые стали (30ХГСА и 30ХГСН2А), мартенситно-старееющие стали (ВКС–170) и коррозионно-стойкие стали (ВНС–5), а также титановый сплав ВТ–22 (табл.1).

Стали 30ХГСА, 30ХГСН2А, ВНС–5 и особенности их применения хорошо известны авиационным конструкторам.

Таблица 1

Некоторые механические характеристики хромансильевых, мартенситно-старееющих и коррозионно-стойких сталей, а также титанового сплава, используемых в стыкующих подборках самолетных узлов

Механические параметры	Конструкционные материалы				Титановый сплав ВТ-22
	Хромансильевые стали		Мартенситно-старееющие стали	Коррозионно-стойкие стали	
	30ХГСА	30ХГСН2А	ВНС-5	ВКС-170	
Предел прочности $\sigma_B$ , кгс/мм <sup>2</sup>	114	162	143	166	112
Модуль упругости первого рода $E$ , кгс/мм <sup>2</sup>	20500	9000	19500	19000	11100
Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , кгс/мм <sup>2</sup>		46	55	56	41

Сталь ВКС–170 создана взамен стали 30ХГСН2А для силовых деталей, в т. ч. для предельно нагруженных узлов, способных работать при  $-196 < t \text{ } ^\circ\text{C} < 400$ , а также для изделий, работающих в морских условиях, где

необходимо высокое сопротивление коррозионному растрескиванию.

При хромировании сталь ВКС–170 практически не наводороживается, что свидетельствует о высоких прочностных и пластических свойствах после хромирования.

Сталь ВКС-170 обладает высоким сопротивлением коррозионному растрескиванию. В камере с 3% NaCl при хромировании и кадмировании получено  $K_{ISCC} = 210...220 \text{ кгс/мм}^{3/2}$ , тогда как у 30ХГСН2А –  $35...40 \text{ кгс/мм}^{3/2}$ . Коррозийное растрескивание при  $\sigma = 145 \text{ кгс/мм}^2$  составляет более 90 суток (без разрушения).

Если при этом учесть, что сталь ВКС-170 не чувствительна к концентрации напряжений, не склонна к замедленному разрушению, обладает высоким сопротивлением коррозионному разрушению, не наводораживается при хромировании, то есть все основания считать, что ее использование наряду с применением титанового сплава ВТ-22 позволит обеспечить ресурс узлов, равный 50000 взлетов–посадок в течение 25 лет технической эксплуатации по состоянию.

Результаты усталостных испытаний таких стыкующих деталей приведены на рис. 3.

В абсолютных величинах усталостные кривые для сталей ВНС-5 и сплава ВТ-22 близки, и поэтому можно сделать вывод, что для рассматриваемых узлов использование титанового сплава ВТ-22 позволяет снизить массу стыкующей детали примерно на 40%.

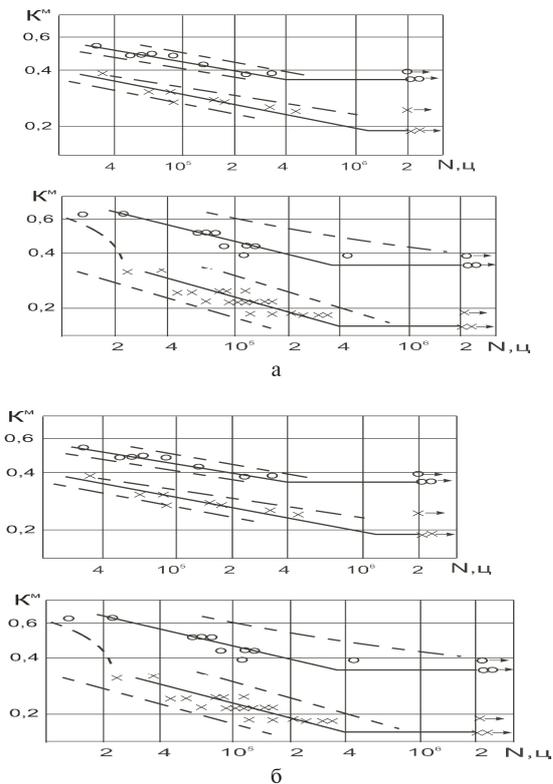


Рис. 3. Усталостная долговечность стыкующих элементов узлов: а – сталь ВНС-5; б – сплав ВТ-2; о – гладкие стыкующие элементы; × – с концентратором; о→, ×→ – без разрушений; — · — — 90%-ный доверительный интервал

Такой эффект может быть достигнут, если рассматривать одинаково прочные по статической нагрузке узлы, стыкующие подборки, которые изготовлены из сталей ВНС-5 и сплава ВТ-22.

Однако следует иметь в виду, что в данном случае  $M_p$  титанового образца на 30 % меньше стального, что дает основание говорить о том, что применение титановых стыкующих деталей при обеспечении заданной долговечности с точки зрения затрат массы не дает большого эффекта.

Вторым важным фактором, влияющим на усталостную долговечность узла, является использование вместо стыкующих деталей так называемых стыкующих подборок (см. рис. 1, б).

Отличие стыкующей подборки от стыкующей детали состоит в наличии в ней, так называемой стяжки. Эта деталь предназначена для поддержания в рабочем состоянии несущей (наружной) детали в случае ее разрушения.

Однако стяжка может выполнять и другую функцию, если в ней с помощью затяжки создать предварительное усилие  $T$ , что приведет к появлению в основной несущей детали подборки предварительных статических напряжений сжатия  $\sigma_c$ , величина которых в эксперименте варьировалась в пределах  $\bar{\sigma}_c = 0...0,42$ .

Результаты испытаний представлены на рис. 4. Очевидно, что эффективность использования предварительного сжатия растет со снижением уровня эксплуатационной нагрузки  $K^M$  и с увеличением  $\bar{\sigma}_c$ .

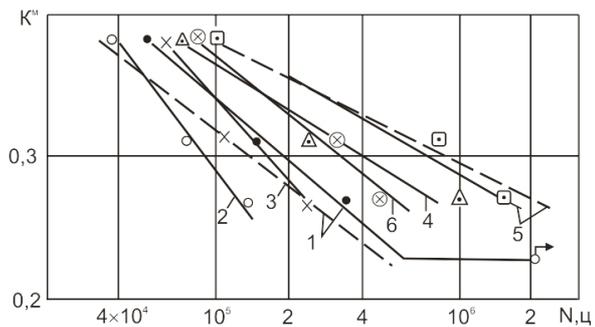


Рис. 4. Влияние предварительных напряжений  $\bar{\sigma}_c$  на усталостную долговечность стыкующих подборок:

• 1 – стыкующий элемент,  $m = 0$ .

Стыкующая подборка: 0, 2 –  $\bar{\sigma}_c = 0$ ;

×, 3 –  $\bar{\sigma}_c = 0,125$ ; Δ, 4 –  $\bar{\sigma}_c = 0,25$ ; □, 5 –  $\bar{\sigma}_c = 0,33$ ;

⊗, 6 –  $\bar{\sigma}_c = 0,43$ . — — — расчетная выносливость

Следует также отметить, что при фиксированных значениях  $K^M$  изменение  $\bar{\sigma}_c$  в рационально возможных пределах ведет к увеличению усталостной долговечности стыкующих

подборок в 2...7 раз, а применение стыкующих подборок с  $\bar{\sigma}_c = 0,33$  при заданной долговечности  $N$  позволяет поднять допустимые значения коэффициента избыточности нормальных напряжений  $\alpha_\sigma^M$  на (12...16) процентов. Поскольку стяжка расположена внутри основной стыкующей детали узла (см. рис. 1, б), то важно оценить влияние соотношений внутреннего диаметра несущей детали и наружного диаметра стяжки на усталостную долговечность стыкующей подборки в целом.

Результаты таких испытаний приведены на рис. 5.

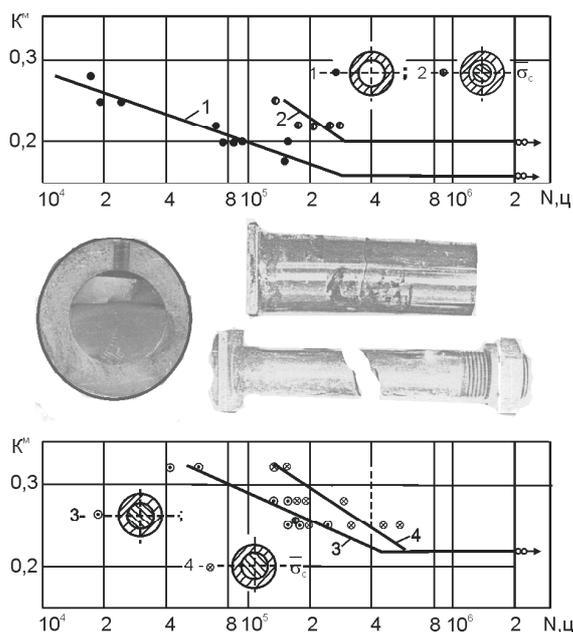


Рис. 5. Влияние конструктивного исполнения стыкующих подборок из стали ВКС-170 и их предварительного сжатия  $\bar{\sigma}_c$  на усталостную долговечность:  $\circ \rightarrow$  – без разрушений,  $\bar{\sigma}_c = 0,29$

### Выводы

На базе ранее выполненных исследований по оценке влияния параметров шарнирных самолетных узлов на величины изгибных напряжений в стыкующих подборках [4] в работе предложена и реализована модель по установлению связи основных параметров рассматриваемых узлов ( $\delta_n / \delta, \delta / d, \bar{\Delta}, G_1$ ) коэффициента избыточности изгибных напряжений  $\alpha_\sigma^M$  и уровней внешней кососимметричной нагрузки  $K^M$  на усталостную долговечность ( $N$ ) стыкующих подборок.

С помощью такой модели, а также экспериментальным путем установлены:

- существенное влияние на величину  $N$  таких конструкционных материалов как хромансильевые (30ХГСА, 30ХГСН2А), мартенситно-старееющих (ВКС-170) и коррозионно-стойких (ВНС-5) сталей, а также титанового сплава ВТ-22.

- положительный эффект от использования в стыкующих подборках предварительно напряженных деталей;

- возможное варьирование зазора между основной несущей деталью и стяжкой в стыкующей подборке с целью повышения её прочности в области ограниченной долговечности.

Проведенные исследования позволяют на этапе проектирования шарнирного узла выбрать необходимые его параметры, отвечающие требованию заданной выносливости.

### Литература

1. Лось А. В. Анализ усталостных и износовых разрушений в предельно нагруженных узлах самолетных агрегатов [Текст] / А. В. Лось // Вопросы проектирования самолетных конструкций: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 3(75). –Х., 2013. – С. 86–92.
2. Бойцов Б. В. Комплексное исследование шасси самолета [Текст] / Б. В. Бойцов – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
3. Рябков В. И. Опыт повышения ресурса узлов шасси самолетов в условиях их доработки /В.И.Рябков, Ю.Ф.Белоус, В.И.Барышников // Авиационная промышленность, 1986. – №1. – С.4 – 6.
4. Лось А. В. Моделирование условий взаимодействия основных элементов подвижного узла при кососимметричном его нагружении [Текст] / А. В. Лось // Вопросы проектирования самолетных конструкций: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 4(76). –Х., 2013. – С. 64–72.
5. Лось А. В. Основные положения метода обеспечения долговечности подвижных самолетных узлов в условиях кососимметричного нагружения [Текст] / А. В. Лось // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: – сб. науч. тр. – Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 62 – Х., – 2013. – С. 5 - 12.
6. Стебеньев В. Н. Методика оценки сопротивления усталости соединений / В. Н. Стебеньев // Тр. ЦАГИ. – 1981. – Вып. 2117. – С. 42 - 54.

Поступила в редакцию 01.06.2014

**Лось Олександр Васильович. Утомна довговічність стикувальних підборок шарнірних вузлів при кососиметричному навантаженні**

Запропоновано і реалізовано модель оцінювання впливу основних конструктивно-технологічних параметрів шарнірних вузлів літакових агрегатів на втомну довговічність з урахуванням коефіцієнта надмірності згинальних напружень у стикувальних підборках. При випробуваннях натурних вузлів в умовах кососиметричного навантаження ( $K^M$ ) виявлено дві зони втомних руйнувань по довжині стикувальних підборок, розташованих поблизу площин роз'єму стикувальних деталей, що повністю підтвердило результати розрахункової моделі з визначення коефіцієнтів  $\alpha_\sigma^M$ . Експериментальним шляхом також з'ясовано вплив високоміцних сталей 30ХГСН2А, ВНС-5, ВКС-170 і титанового сплаву ВТ-22 на міцність вузлів в області обмеженої довговічності. Показано, що застосування попередньо напружених стикувальних підборок при кососиметричному навантаженні приводить до істотного зростання їхньої втомної довговічності.

**Ключові слова:** шарнірні вузли літакових агрегатів, стикувальні підборки, втомна довговічність.

**Moose Alexander Vasylyovych. Fatigue life of the joint subassemblies of hinge assemblies at skew-symmetrical loading**

A model for the assessment of impact of major structural and technological parameters of the aircraft structural hinge assemblies on fatigue life of joint subassemblies considering excess bending stress coefficient of the joint subassemblies is proposed and implemented. During the test of actual assemblies under skew-symmetric loading ( $K^M$ ) two zones of fatigue destruction along the joint subassembly that are located near the parting plane of the adjacent parts were identified that fully confirmed the results of the computational model for determining the coefficients  $\alpha_\sigma^M$ . Influence of high-strength steels 30ХГСН2А, ВНС-5, ВКС-170 and titanium alloy ВТ-22 on the strength of assemblies in the limited life range is also demonstrated by the experiment. It is shown that the use of pre-loaded joint subassemblies under skew-symmetric loading leads to a substantial increase in their fatigue life.

**Keywords:** aircraft hinge assembly, joint subassemblies, fatigue life.

УДК 621.431.75

В.А. ТРУШИН, А.Ю. ЧЕЧУЛИН

ФГУП «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ),  
ОАО «УАП «Гидравлика», г. Уфа, Россия

## МЕТОДИКА УЧЕТА ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ЕЕ РАБОТЫ

В статье рассмотрена инженерная методика расчета термонапряженного состояния элементов ротора малоразмерной центростремительной турбины на переходных режимах ее работы, позволяющая проводить оценочные расчеты на персональных компьютерах. В основе тепловых расчетов заложен конечно-разностный метод элементарных балансов на переходных режимах по неявной схеме Кранка-Николсона. Достоверность результатов расчетов выбранным методом элементарных балансов по схеме Кранка-Николсона обоснована тестовыми сопоставительными расчетами для круглого стержня конечной длины  $2L$  и диаметром  $2R$ , получающегося от пересечения стержня пластиной, теоретическое решение для которого известно. Напряженное состояние элементов ротора определяется при ином разбиении его на конечные элементы, по сравнению с геометрией элементов для тепловых расчетов, в соответствии с требованиями методик инженерных прочностных расчетов. Представлены результаты расчетов термонапряженного состояния элементов диска и лопаток ротора турбины как на пусковых, так и на остановочных режимах работы малоразмерного газотурбинного двигателя.

**Ключевые слова:** центростремительная турбина, малоразмерный ГТД, температуры, напряжения, переходные режимы работы.

### Введение

Малоразмерные центростремительные турбины широко применяются в различных технических устройствах, обеспечивая, например, работу турбонаддувных агрегатов поршневых двигателей, малоразмерных автономных электростанций, газотурбинных двигателей наземного транспорта, вспомогательных силовых установок ГТД и т. д. Высокие температуры газа перед турбиной, при сложности организации охлаждения лопаток ротора, вызывают, зачастую, коробление периферийных зон лопаток и их оплавление. Особую опасность для дисков, нагруженных как собственными центробежными силами так и массой лопаток, представляют переходные режимы работы турбины, так как тонкие периферийные зоны дисков быстро изменяют свою температуру, по сравнению с центральными массивными зонами, и в этих обеих зонах возникают, в дополнение к напряжениям от центробежных сил, термические напряжения при пуске и при останове турбины.

### 1. Объект исследования

Проведена оценка термонапряженного состояния рабочего колеса центростремительной турбины с 13 рабочими лопатками. Геометрия одного расчетного сектора с лопаткой схема-

тично представлена на рис. 1, где показано разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния ротора методом элементарных балансов А.П. Ваничева [1]. Коэффициенты теплоотдачи в проточной части ротора на участках пера лопатки 1, 2, 3, 4 по потоку газа принимались по рекомендациям [2], причем разными на стороне высокого давления  $h$ , и на стороне низкого давления  $l$  лопатки, а на торце входной кромки 1 по рекомендациям [3]. На тыльной стороне диска, охлаждаемого воздухом, коэффициенты теплоотдачи выбирались по рекомендациям [4].

### 2. Методика расчета

Расчет нестационарных температур в элементах ротора на переходных режимах проводился по неявной схеме Кранка-Николсона по формуле [5]

$$c_i m_i (T_i^{n+1} - T_i^n) / \Delta \tau = \sum_j \left[ 0,5k_{ij}^{n+1} F_{ij} (T_j^{n+1} - T_i^{n+1}) + 0,5k_{ij}^n F_{ij} (T_j^n - T_i^n) \right], \quad (1)$$

где  $c$ ,  $m$  — теплоемкость материала элемента и его масса;  $\Delta \tau$  — шаг по времени;  $k$  — обобщенная тепловая проводимость на контакте элементов по площади  $F$ . Надстрочный индекс  $n$  относится к начальному моменту времени шага  $\Delta \tau$ , а подстрочные индексы  $i$  и  $j$  от-

носятся к расчетному элементу и к соседнему соответственно.

Достоверность результатов расчетов выбранным методом элементарных балансов по схеме Кранка-Николсона обоснована тестовыми

сопоставительными расчетами для круглого стержня конечной длины  $2L$  и диаметром  $2R$ , получающегося от пересечения стержня пластиной, теоретическое решение для которого приведено в [6].

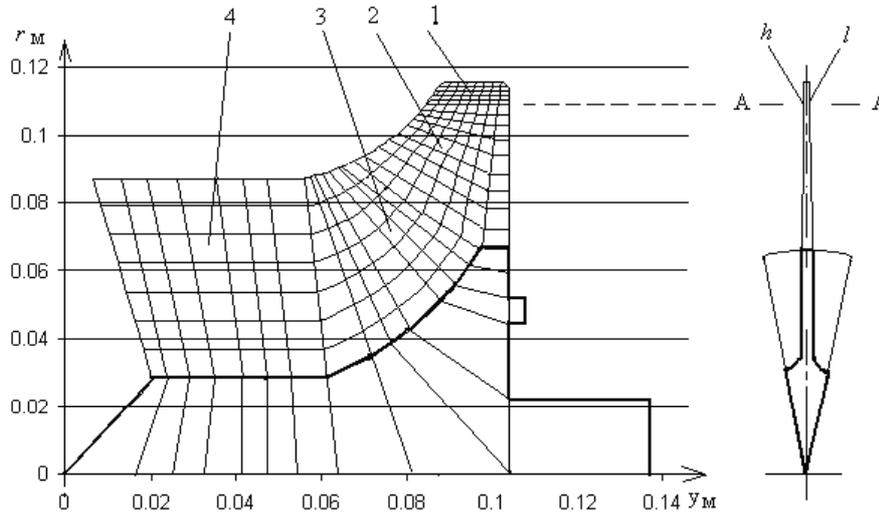


Рис. 1. Разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния ротора методом элементарных балансов

Для бесконечной пластины решение имеет вид

$$T_{\tau} = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n \frac{x}{L}) \exp(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{L^2}), \quad (2)$$

а для бесконечного цилиндра - вид

$$T_{\tau} = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0(\mu_n \frac{r}{R}) \exp(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2}). \quad (3)$$

Значения  $A_n$ ,  $\mu_n$  и функций Бесселя  $J_0$  в зависимости от числа  $Bi$  для пластины и для цилиндра соответственно приведены в [7].

Хорошая согласованность конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими, для элемента на среднем радиусе круглого стержня конечной длины на равных расстояниях от его торцов, видна из рис. 2, где пунктирная линия 1 относится к теоретическому решению, а линия 2 – к конечно-разностному.

Применимость метода МКР для расчетов нестационарных температур в лопатках турбин обоснована так же расчетно-экспериментально в [8].

Для стационарных режимов работы турбины уравнение теплового баланса для элемента ротора имеет вид

$$T_{i,j} = \frac{\sum k_{i,j} T_{i,j} F_{i,j}}{\sum k_{i,j} F_{i,j}}. \quad (4)$$

### 3. Результаты расчетов

На рис. 3 представлены результаты расчета температур ротора турбины при переходе от режима малого газа к максимальному режиму с темпом повышения температуры газа около  $90^\circ\text{C}$  в секунду. Линия 1 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 2 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора на режиме малого газа. Линия 3 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 4 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора на максимальном режиме работы турбины. Линия 5 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 6 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора через 9 секунд после начала перехода.

Распределение температур по радиусу только диска в срединных элементах его разбиения при увеличении температуры газа представлено на рис. 4, где нижняя линия ( $\Delta\tau = 0$  с) соответствует работе турбины на режиме малого газа, остальные линии – по истечении отмеченного цифрами числа секунд после начала переходного процесса.

Аналогичное распределение температур по радиусу только диска в срединных элементах его разбиения при уменьшении температуры газа представлено на рис. 5, где верхняя линия ( $\Delta\tau = 0$  с) соответствует работе турбины на максимальном режиме, остальные линии – по истечении отмеченного цифрами числа секунд после начала переходного процесса.

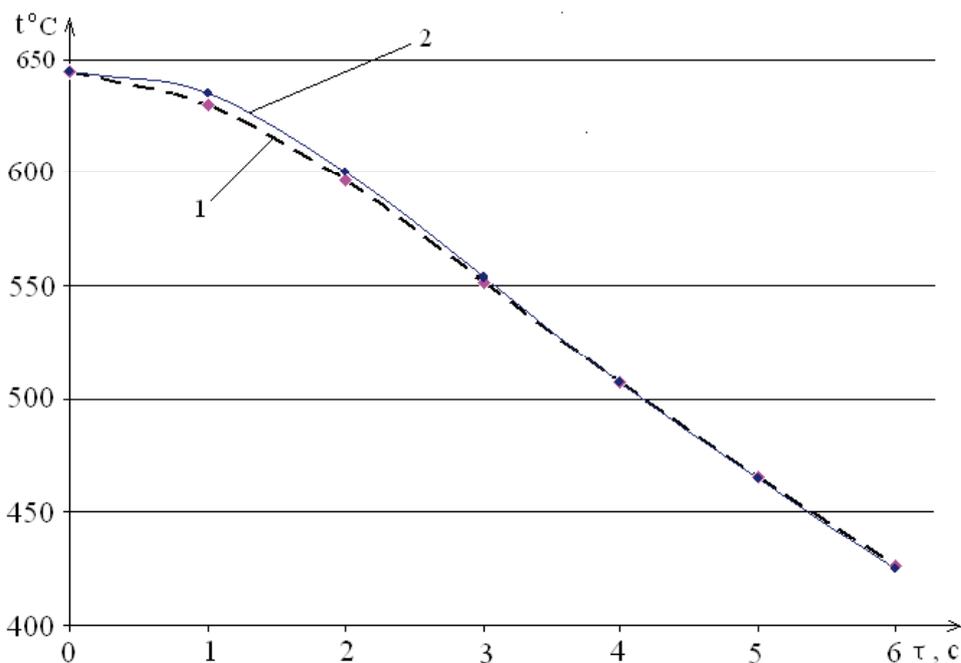


Рис. 2. Сопоставление результатов конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими для одного из элементов разбиения стержня

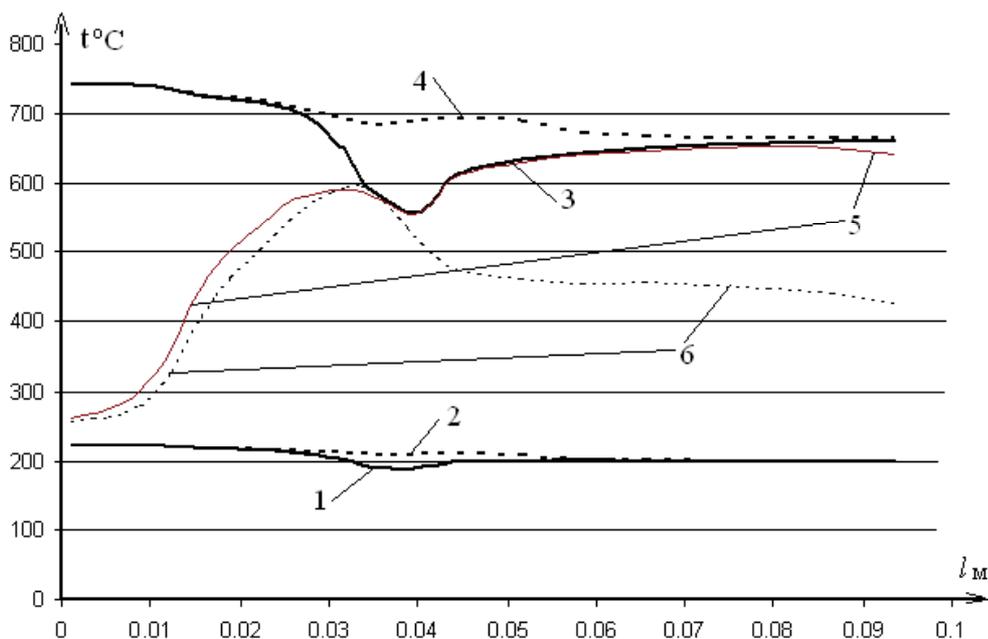


Рис. 3. Результаты расчета температур ротора турбины при набросе нагрузки в ГТД

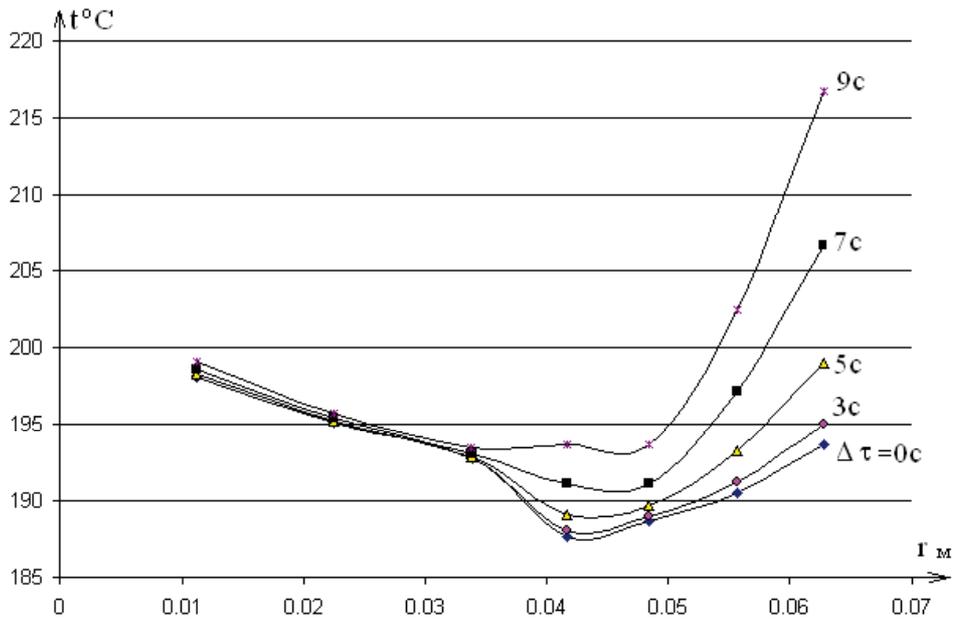


Рис. 4. Результаты расчета температур по радиусу только диска при набросе нагрузки в ГТД

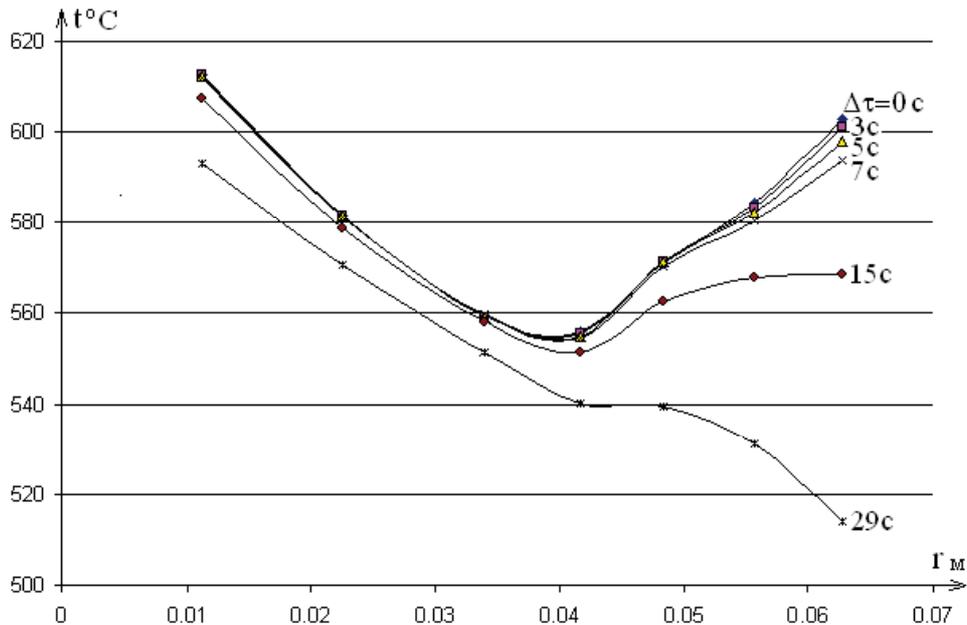


Рис. 5. Распределение температур по радиусу только диска при сбросе нагрузки в ГТД

Из рис. 2, 3, 4, 5 видно, что на переходных режимах работы центробежной турбины, как при наборе нагрузки, так и при ее сбросе, разности температур периферии диска и его ступицы существенны и возникновение высоких знакопеременных температурных напряжений неизбежно.

Темп изменения температуры пера лопатки во времени в сечении А-А (рис. 1) представлен на рис. 6, где линия 1 соответствует темпу изменения температуры газа, за 7 секунд достигающего установившегося максимального значения, ли-

ния 2 – темпу изменения температуры лопатки, а линия 3 – разности температур газа и пера лопатки во времени при переходе от малого газа на максимальный режим работы турбины.

Для расчета напряженного состояния ротора применялась другая, представленная на рис. 7, схема разбиения диска ротора на цилиндрические элементы  $d$ , по рекомендациям [9], и схема разбиения пера лопатки на радиальные элементы  $b$ , расположенные на соответственных цилиндрических элементах диска.

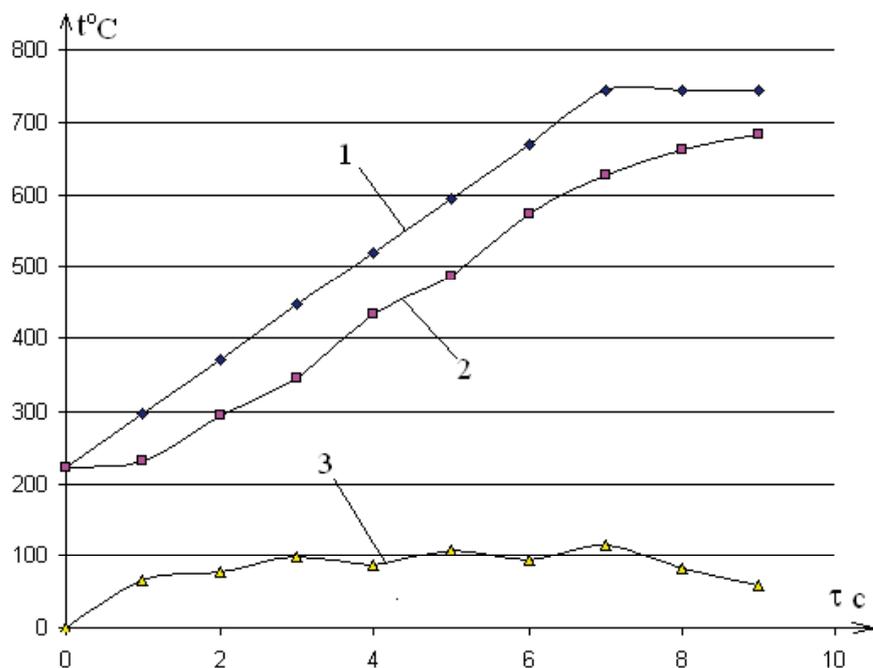


Рис. 6. Темпы изменения температуры газа и пера лопатки во времени в сечении А–А (рис. 1)

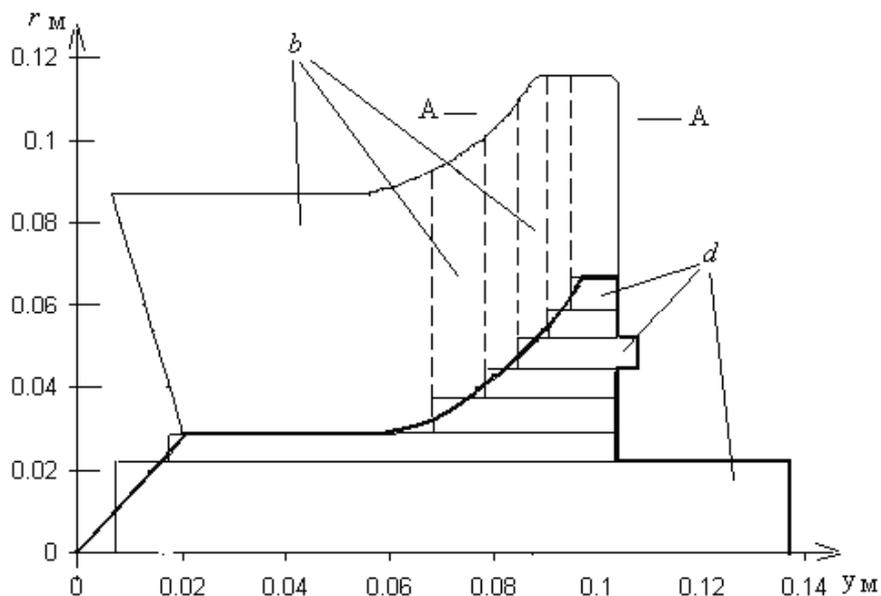


Рис. 7. Схема разбиения диска ротора на цилиндрические элементы  $d$ , и схема разбиения пера лопатки на радиальные элементы  $b$  для расчета напряжений

Центробежная сила от сектора кольцевого элемента  $d$  на одну лопатку

$$C_{1d} = \frac{\rho\pi(r_a^2 - r_i^2)u\omega^2}{z} \left(\frac{r_a + r_i}{2}\right), \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность материала ротора;  $z$  – число лопаток в роторе;  $\omega$  – частота вращения ротора;  $r_a$  и  $r_i$  – наружный и внутренний радиусы элемента  $d$ ;  $u$  – ширина кольцевого элемента  $d$ .

Выражение для центробежной силы от массы радиального элемента  $b$  лопатки, присоединенного к сектору кольцевого элемента  $d$  и имеющему объем  $V_b$  с центром тяжести на радиусе  $r_b$ , имеет вид

$$C_{1b} = \rho V_b \omega^2 r_b. \quad (6)$$

Суммируя (5) и (6) с записью суммы к форме (5) с приведенной фиктивной плотностью  $\rho_f$ .

$$C_1 = C_{1d} + C_{1b} = \frac{\rho_f \pi (r_a^2 - r_i^2) \gamma \omega^2}{z} \left( \frac{r_a + r_i}{2} \right), \quad (7)$$

получаем, аналогично [9], выражение для фиктивной плотности кольцевого элемента диска  $d$  в виде

$$\rho_f = \rho \left[ 1 + 2 \frac{V_b r_b z}{\pi \gamma (r_a^2 - r_i^2) (r_a + r_i)} \right]. \quad (8)$$

Выражение для центробежной силы  $C$  от единицы объема с фиктивной плотностью  $\rho_f$  в

методике прочностного расчета диска центробежной турбины по рекомендациям [9] будет иметь вид

$$C = \rho_f \omega^2 r^2, \quad (9)$$

где  $r$  – наружный радиус кольцевого элемента  $d$ .

На рис. 8 представлены результаты расчета радиальных  $\sigma_r$  и тангенциальных  $\sigma_t$  напряжений в диске по радиусу  $r$  на периферийных поверхностях элементов  $d$ .

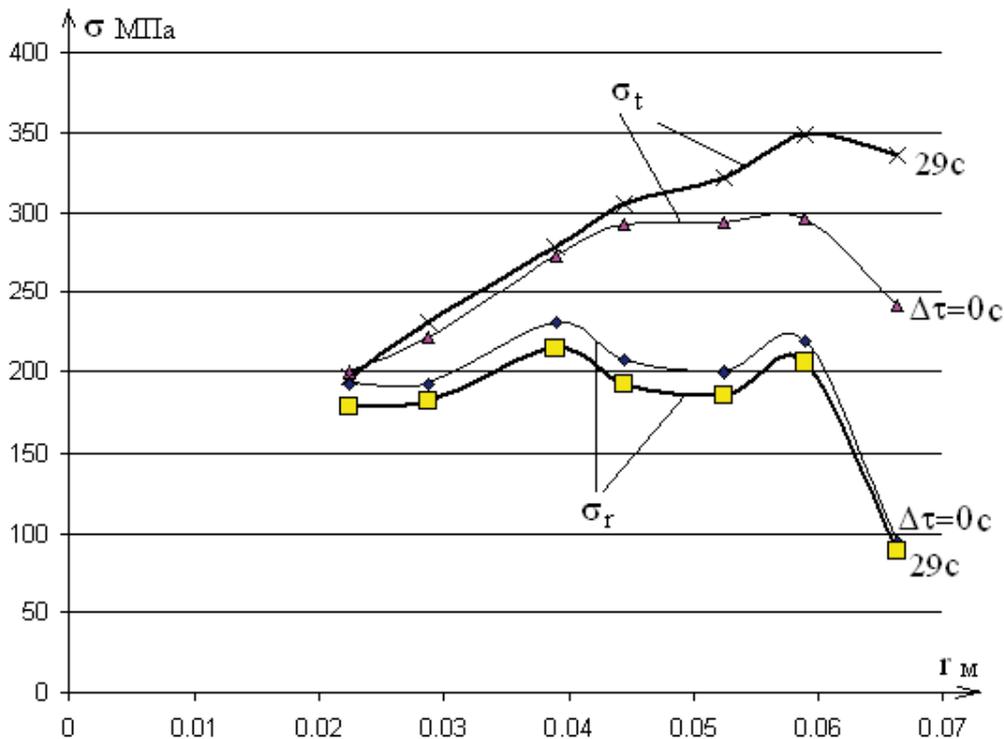


Рис. 8. Результаты расчета радиальных  $\sigma_r$  и тангенциальных  $\sigma_t$  напряжений в диске по радиусу

Тонкими линиями отмечены напряжения на стационарном максимальном режиме работы турбины ( $\Delta\tau = 0$  с), а утолщенными – спустя 29 секунд после начала переходного процесса при сбросе нагрузки, когда устанавливаются максимальными разности температур периферии и ступицы диска (рис. 5). Максимальные тангенциальные напряжения  $\sigma_t$  на периферии диска обусловлены быстрым охлаждением этой тонкостенной зоны даже при невысоком темпе понижения температуры газа значением около  $90^\circ\text{C}$  в секунду за несколько первых секунд перехода от режима максимального газа на режим малого газа, когда его температура устанавливается, а температура ротора стремится к ней.

### Литература

1. Ваничев А.П. Приближенный метод решения задач теплопроводности при переменных константах // Изв. АН СССР, Отд-ние техн. наук. 1946. №12. С. 1767-1774.
2. Бодунов М.Н., Чугунов, Ю.Н., Фахрутдинов Р.Д. Экспериментальное исследование теплоотдачи в рабочем колесе радиально-осевой турбины // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Казан. авиац. ин-т. Казань, 1980. С. 14-19.
3. Почуев В.П., Щербаков, В.Ф. Исследование локального теплообмена поверхности решеток турбинных лопаток // Теплоэнергетика. 1978. №10. С. 37-41.

4. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Шукин, А. В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
5. Чекалин В.В. Разностный метод расчета нестационарного нагрева конструкций // Методы расчетов температурных полей и теплоизоляции летательных аппаратов / Под ред. И. И. Дракина. М.: Машиностроение, 1966. 102 с.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
7. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 600 с.
8. Трушин В.А., Трушин О.В. Термобарьерное покрытие турбинной лопатки турбины на переходных режимах работы ГТД // Изв. вузов. Авиационная техника. 2006. №4. С. 50-52.
9. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971. 620 с.

Поступила в редакцию 10.06.2014

**В.О. Трушин, А.Ю. Чечулін. Методика обліку термонапряженого стану ротора малорозмірної доцентрової турбіни на перехідних режимах її роботи**

*У статті розглянута інженерна методика розрахунку термонапряженого стану елементів ротора малорозмірної доцентрової турбіни на перехідних режимах її роботи, що дозволяє проводити оцінні розрахунки на персональних комп'ютерах. У основі теплових розрахунків закладений кінцево-різницевий метод елементарних балансів на перехідних режимах за неявною схемою Кранка-Николсона. Представлені результати розрахунків термонапряженого стану елементів диска і лопаток ротора турбіни як на пускових, так і на зупинних режимах роботи малорозмірного газотурбінного двигуна.*

**Ключові слова:** доцентрова турбіна, малорозмірний ГТД, температури, напруга, перехідні режими роботи.

**V.A. Trushin, A.Yu. Chechulin. Methodology of account thermostressed the state of rotor of little size centripetal turbine on transient behaviors of her work**

*In the article engineering methodology of calculation of the thermostressed state of elements of rotor of little size centripetal turbine is considered on transient behaviors of her work, allowing to conduct evaluation calculations on the personal computers. In basis of thermal calculations is stopped up finite-difference method of elementary balances on transient behaviors on the non-obvious chart of Crank-Nikolson. The results of calculations of the thermostressed state of elements of disk and shoulder-blades of rotor of turbine are presented both on the starting and on stop modes of operations of little size turbo-engine.*

**Key words:** centripetal turbine, little size GTE, temperatures, tensions, transient behaviors of work.

УДК 621.793; 669.8; 621.762; 669.018.45; 532.696.1

А.П. УМАНСКИЙ<sup>1</sup>, Е.Н. ПОЛЯРУС<sup>1</sup>, М.С. УКРАИНЕЦ<sup>1</sup>,  
А.У. СТЕЛЬМАХ<sup>2</sup>, А.В. КУЩЕВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины, Киев

<sup>2</sup>Национальный авиационный университет, Киев

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ИЗНАШИВАНИЯ ОКСИДОВ ТИТАНА, ХРОМА И ЦИРКОНИЯ ПРИ ТРЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР

В статье представлены результаты испытаний газотермических покрытий из оксидов  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{ZrO}_2$  в условиях высокотемпературного трения. Покрытия из оксидов наносились методом плазменного напыления. Триботехнические свойства оксидов исследовались по схеме «pin-on-disc» при  $T = 500^\circ\text{C}$ . Данные исследования показали, что оксид хрома обладает наибольшей износостойкостью благодаря формированию в процессе трения на его поверхности сложного оксидного слоя  $(\text{NiCrAl})_x\text{O}_y$ , который предотвращает непосредственный контакт покрытия с контр-телом и уменьшает износ в данной паре трения.

**Ключевые слова:** покрытия,  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{TiO}_2$ , YSZ, высокотемпературные трибоиспытания, композиционные материалы, интерметаллид NiAl, дисперсное армирование.

### Введение

Одной из важнейших задач конструкторов аэрокосмических аппаратов является создание износостойких материалов для работы в экстремальных условиях, например для использования в паре трения «торец лопатки – корпус двигателя» в ГТД нового поколения [1]. К материалам, предназначенным для использования в вышеприведенных парах трения, выдвигаются ряд требований, таких как высокотемпературная коррозионно-, жаро- и износостойкость.

Интерметаллиды на базе никеля, в частности NiAl, широко используются в аэрокосмической промышленности как материал для жаро- и коррозионностойких покрытий [1-2]. При этом, износостойкость данного материала в узлах трения при высоких температурах низкая из-за разрушения, под действием интенсивных пластических деформаций, образующейся на поверхности NiAl защитной оксидной пленки  $\text{Al}_2\text{O}_3$  материала в зоне трения [3-6]. Для повышения износостойкости интерметаллидных покрытий в их состав вводятся тугоплавкие добавки [1, 3-5, 7, 8].

Ранее были проведены исследования, которые показали, что введение в состав покрытия на базе исходного интерметаллида тугоплавких боридов существенно повышает износостойкость композиционных покрытий [3-5, 7, 8] за счет, с одной стороны, снижения деформации контактного слоя, а с другой – из-за того, что оксиды образующиеся на поверхности туго-

плавких включений, могут служить твердой смазкой в узлах трения и, тем самым, оказывать положительное влияние на триботехнические характеристики покрытий. Очевидно, что различные оксиды по-разному влияют на процесс трения. Цель данной работы – исследовать особенности механизмов изнашивания плазменных покрытий  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{TiO}_2$  и YSZ (стабилизированный оксидом иттрия диоксид циркония) для установления влияния оксидных пленок, образующихся в зоне трения, на закономерности изнашивания композиционных покрытий NiAl-15%  $\text{CrB}_2$  (тут и далее масс.%), NiAl-15%  $\text{ZrB}_2$  и NiAl-15%  $\text{TiB}_2$ .

### 1. Экспериментальная часть

В качестве исходных компонентов для получения покрытий использовались серийные порошки  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{TiO}_2$  и YSZ фракции 60-100 мкм. Стабилизированный оксидом иттрия диоксид циркония использовался вместо диоксида циркония, так как последний отсутствует в виде порошков для напыления.

Плазменные покрытия напылялись на воздухе с помощью установки УПУ-3Д. В качестве плазмообразующего газа использовалась смесь аргона с водородом, транспортирующего газа – аргон. Толщина покрытий составила ~500 мкм. В качестве подслоя использовался порошок ПТ85Ю15, состав которого примерно соответствует интерметаллиду  $\text{Ni}_3\text{Al}$ .

Трибоиспытания проводились на машине трения, оснащенной высокотемпературным

модулем ( $T = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ) по схеме «pin-on-disc». Оксиды наносились на торцы цилиндрических образцов ( $h = 10 \text{ мм}$ ,  $\varnothing = 5 \text{ мм}$ ). В качестве контртела использовали стальные диски с покрытием NiAl. Параметры испытаний: нагрузка  $P = 2 \text{ МПа}$ , скорость вращения  $V = 0,02 \text{ м/с}$ , путь  $S = 1 \text{ км}$ . До и после трибоиспытаний фиксировался вес (с точностью до  $0,0001 \text{ г}$ ) каждого из образцов. Весовые потери каждого образца переводились в линейный износ.

Микроструктуру и химический состав поверхностей трения испытанных покрытий исследовали на микроанализаторе РЭМ-106И.

## 2. Результаты и обсуждение

Коллективом авторов ранее были проведены исследования с целью разработать композиционный материал системы NiAl-MeB<sub>2</sub> для получения покрытий, имеющих высокий уровень износостойкости при повышенных температурах [3-5, 7, 8].

Для апробации полученных материалов в виде покрытий были проведены их высокотемпературные трибоиспытания ( $T = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ) по схеме «pin-on-disc». В качестве контр-тел использовались стальные диски, покрытые NiAl. Полученные результаты трибоиспытаний приведены на рис. 1.

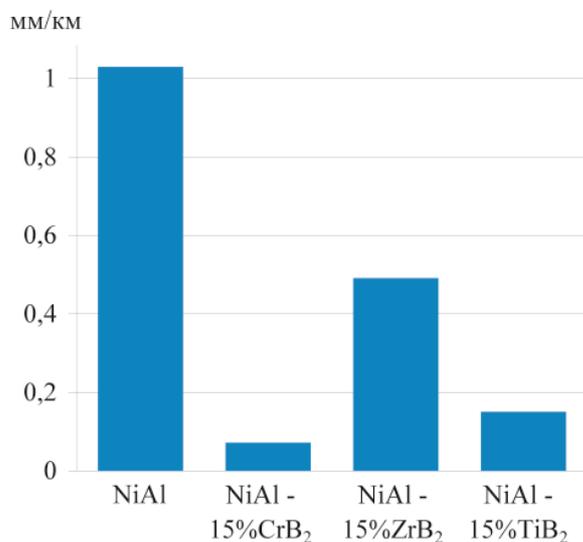


Рис. 1. Интенсивность изнашивания покрытий

Результаты испытаний показали, что дисперсное армирование NiAl приводит к значительному повышению износостойкости покрытий по сравнению с исходным интерметаллидным покрытием. Наибольшую износостойкость продемонстрировало покрытие NiAl-15% CrB<sub>2</sub>. При анализе дорожек трения на поверхности покрытий были обнаружены оксидные пленки на базе Al и элементов, составляющих дибориды [3-5, 7, 8].

Более высокую износостойкость покрытия на базе CrB<sub>2</sub> можно объяснить его меньшей теплопроводностью (теплопроводность диборида хрома, циркония и титана равна 31,8, 58, 62,4 Вт/м·К соответственно). Благодаря низкой теплопроводности, образованное в результате трения тепло из зоны контакта отходит менее интенсивно. Это способствует образованию в зоне трения оксидных пленок, которые работают как твердая смазка.

Для изучения влияния оксидов, образующихся в зоне трения, на износостойкость композиционных покрытий проведены высокотемпературные трибоиспытания оксидных покрытий Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, TiO<sub>2</sub> и YSZ. Результаты высокотемпературных трибоиспытаний оксидов приведены на рис. 2.

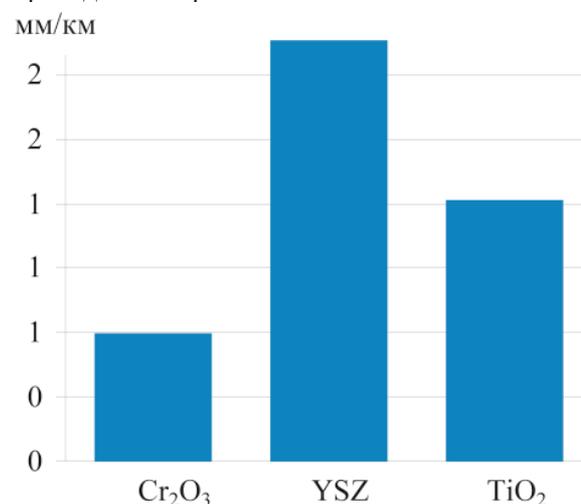


Рис. 2. Интенсивность изнашивания оксидных покрытий

При сравнении графиков (рис. 1 и рис. 2) интенсивности износа покрытий NiAl-15% CrB<sub>2</sub>, NiAl-15% ZrB<sub>2</sub>, NiAl-15% TiB<sub>2</sub> с графиками Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, YSZ, TiO<sub>2</sub> отмечается их корреляция. Как и в случае с композиционными покрытиями, наибольшую износостойкость показал оксид хрома (0,596 мм/км), в то время как оксид циркония имеет наименьшую износостойкость (1,958 мм/км). Интенсивность износа диоксида титана составила 1,202 мм/км.

Основываясь на результатах трибоиспытаний можно сделать вывод, что износостойкости соответствующих оксидных пленок, образующихся в зоне трения.

Для установления характера износа оксидных покрытий были проанализированы их поверхности трения (рис. 3-5).

Дорожки трения покрытия YSZ характеризуются небольшим количеством внешних дефектов. Полученная поверхность трения состоит содержанием Ni (80 %) и Al (18 %) (рис. 3, а, фаза 2).

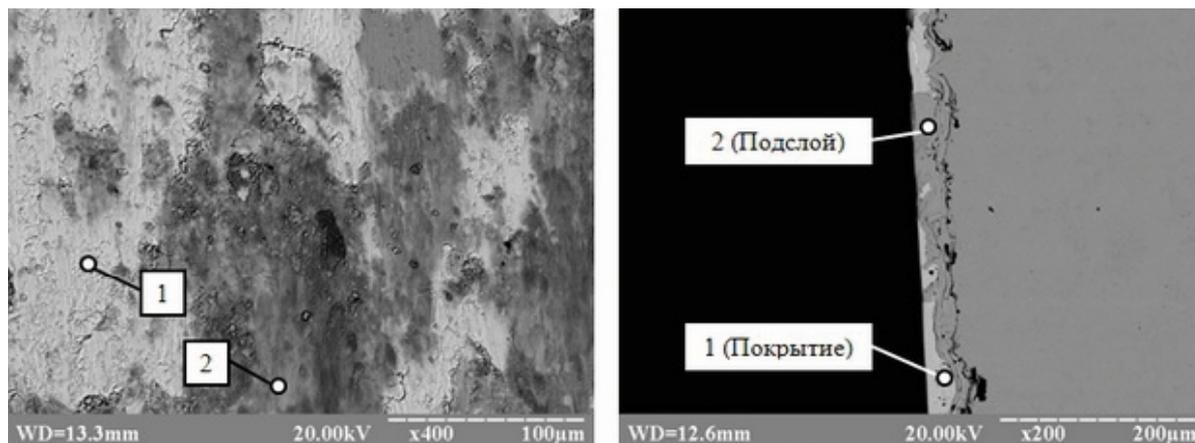


Рис. 3. Поверхности трения YSZ:  
а – дорожка трения, б – поперечное сечение

Первая фаза, очевидно, является исходным покрытием YSZ. Вторая, согласно результатам микроанализа поперечного сечения дорожки трения (рис. 3, б), является подслоем (ПТ85Ю15), что свидетельствует о высокой изнашиваемости покрытия YSZ.

Поверхность трения TiO<sub>2</sub> (рис. 4, а) является однофазной, состоящей, преимущественно из титана (30%) и кислорода (60%), что соответствует исходному покрытию диоксида титана. Данный факт указывает на отсутствие интенсивного трансфера материала контр-тела на поверхность стержня. Дорожка трения характеризуется наличием большого количества трещин, которые, как показал микроанализ поперечного сечения дорожки (рис. 4, б), распространены по всему объему покрытия. Причинами появления этих трещин, очевидно, являются напряжения, возникающие в результате действия высоких температур и нагрузок в зоне контакта стержня с контр-телом. Данные трещины отделяют фрагменты покрытия, которые отслаиваются и выносятся в зону трения. Такой механизм износа является основным для покрытия TiO<sub>2</sub>.

Металлографические исследования зоны трения покрытия из оксида хрома показали, что этот материал наименее подвержен интенсивному растрескиванию и разрушению, и как следствие, изнашиванию (рис. 5, а-в).

Согласно результатам микрорентгеноспектрального анализа поперечного сечения (рис. 5, в, г), поверхность трения Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> равномерно покрыта слоем материала, перенесенного из поверхности контр-тела, который состоит, преимущественно, из Ni, Al и O. Толщина данного слоя находится в пределах 4-12 мкм. Основные дефекты дорожки трения Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (рис. 5, в) – полосы скольжения, образованные продуктами трения в пластичном слое перенесенного материала контр-тела. Также встречаются участки вырывания данного слоя в результате его схватывания с поверхностью контр-тела. Очевидно, в начале процесса трения основным механизмом износа Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> было механическое истирание покрытия. С повышением температуры в зоне контакта интерметаллидное покрытие контр-тела становится пластичным и трансфер материала контр-тела на поверхность образца интенсифицируется.

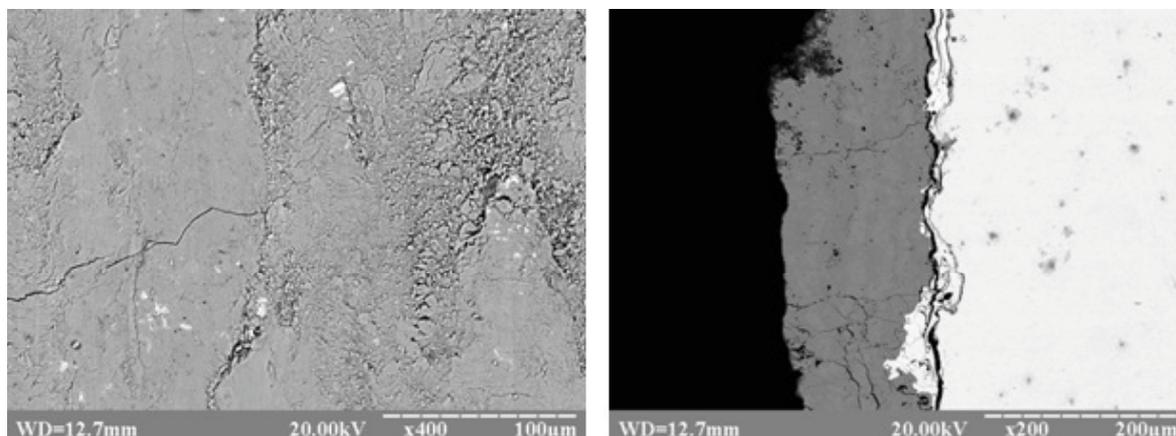


Рис. 4. Поверхности трения TiO<sub>2</sub>:  
а – дорожка трения, б – поперечное сечение

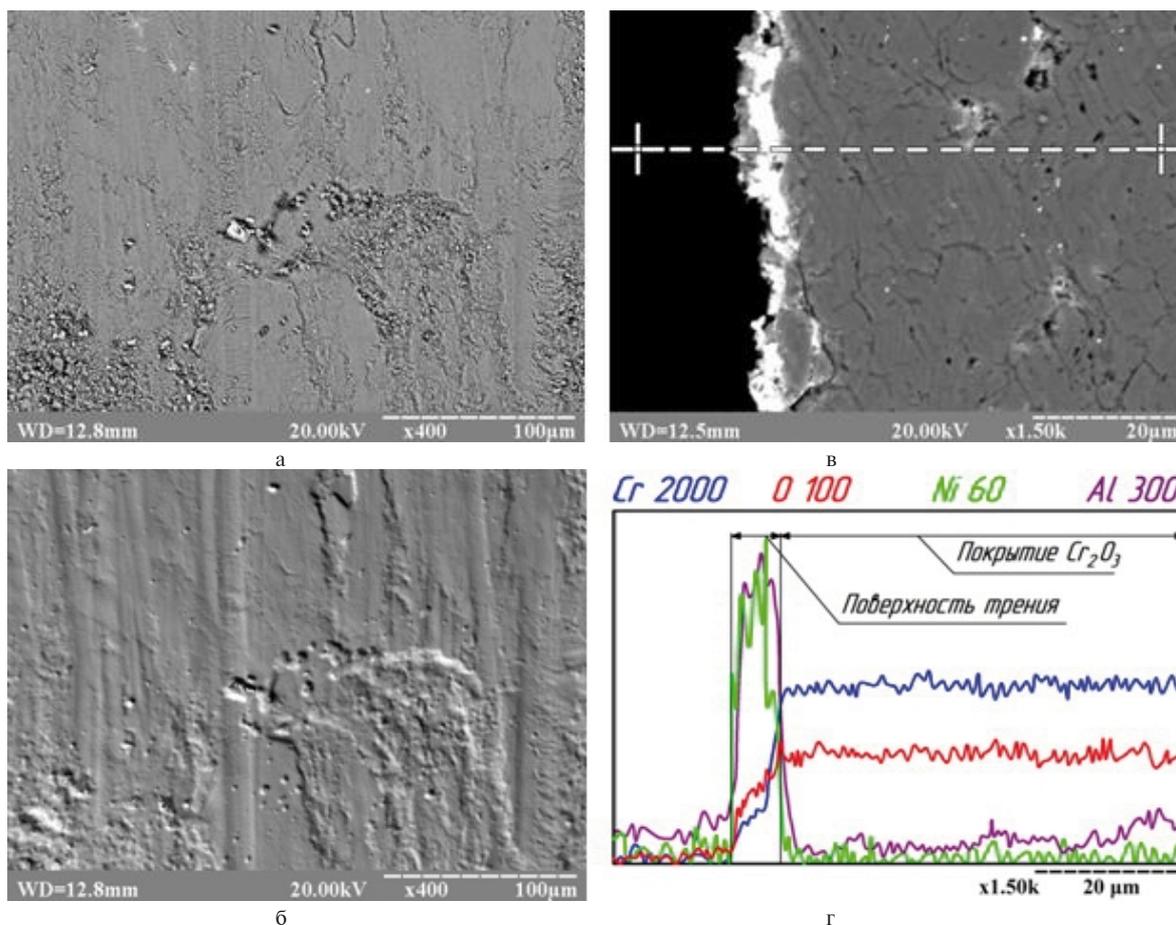


Рис. 5. Поверхности трения  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ :  
 а – дорожка трения (SE-излучение), б – топография дорожки трения,  
 в – поперечное сечение, г – МРСА поперечного сечения

Благодаря этому оксид хрома покрывается сложной оксидной пленкой  $(\text{NiCrAl})\text{xOy}$ , которая предотвращает его износ (рис. 5, г). В процессе трения данные продукты трансфера накапливаются и отслаиваются. Более мелкие отслоения задерживаются на участках вырывания и играют роль микро-абразива. Крупные отслоения уносятся из зоны контакта, оставляя характерные полосы на поверхности дорожки трения, покрытой слоем материала контр-тела (рис. 5, б)

#### Выводы

В результате высокотемпературных трибоиспытаний покрытий  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ , YSZ,  $\text{TiO}_2$  установлено, что оксид хрома обладает наибольшей износостойкостью. Причиной этого является формирование на поверхности  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  сложного оксидного слоя  $(\text{NiCrAl})\text{xOy}$ , который предотвращает непосредственный контакт покрытия с контр-телом и уменьшает износ в данной паре трения.

Основным механизмом износа  $\text{TiO}_2$  является хрупкое разрушение покрытия, в результате накопления напряжений, возникающих при высоких температурах и нагрузках в зоне трения.

Покрытие YSZ (стабилизированный оксидом иттрия диоксид циркония), обладая наименьшей износостойкостью, в результате механического износа истерлось до подложки.

Полученные данные полностью коррелируют с результатами изнашивания композиционных покрытий систем NiAl-MeB<sub>2</sub>. Таким образом, можно сделать вывод о том, что на интенсивность изнашивания композиционных покрытий оказывают существенное влияние оксиды, образующиеся на поверхности соответствующих боридов.

#### Литература

1. Уплотнительные материалы для проточного тракта ГТД/ В. П. Мигунов, Д. П. Фарафонов, М. Л. Деговец, Т. И. Ступина // *Авиационные материалы и технологии*. – 2012. – С. 9.
2. NiAl and its Alloys/ D. B. Miracle, R. Darolia // *Structural Applications of Intermetallic Compounds* – 2000. – С. 55-74.
3. Исследование структуры и свойств композиционных материалов и покрытий из них на основе системы NiAl-TiB<sub>2</sub>/ А. П. Уманский,

Е. Н. Полярус, М.С. Украинец, А. Г. Довгаль, Л.М.Капитанчук, В.И.Субботин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – №10 (107). – С.20-24.

4. Effect of  $ZrB_2$ ,  $CrB_2$  and  $TiB_2$  Additives on the Tribological Characteristics of NiAl-Based Gas-thermal Coatings/ О. Umanskyi, О. Poliarus, М. Ukrainets, I. Martsenyuk // Key Engineering Materials. – 2014. – Vol. 604 – P. 20-23.

5. Влияние добавок тугоплавких боридов на механизмы изнашивания плазменных покрытий на основе интерметаллида NiAl / А.П.Уманский, Е.Н.Полярус, А.Д.Костенко, М.С.Украинец // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2014. – №1. – С.46-52.

6. Влияние состава покрытий на основе интерметаллидов никеля на механизмы их из-

нашивания в условиях высокотемпературных трибоиспытаний/ А.П.Уманский, Е.Н.Полярус, А. Д. Костенко, А. Е. Терентьев // Проблемы трибологии. – 2012. – № 3. – С.123-127.

7. Вплив температури випробувань на триботехнічні характеристики композиційних покриттів системи NiAl-CrB<sub>2</sub>/ М.С.Українець, О.П. Уманський, О.М. Полярус, О.В. Кушев, О.У.Стельмах// Луцьк: Наукові нотатки. – 2013. – №41 ч.2. – С.206-212.

8. Influence of  $CrB_2$  additives into NiAl intermetallics on tribological properties of thermal spray coatings at high temperature friction/ О. Umanskyi, О. Poliarus, М. Ukrainets, О. Kostenko, О. Terentyev // Conference MET-2013: Materials, Environment, Technology – Latvia, Riga, June 19-20, 2013. – P.37-43.

Поступала в редакцію 10.06.2014

**О.П. Уманський, О.М. Полярус, М.С. Українець, О.У. Стельмах, О.В. Кушев.**  
Дослідження механізмів зношування оксидів титану, хрому та цирконію при терті в умовах високих температур

*В статті представлені результати випробувань газотермічних покриттів із оксидів  $Cr_2O_3$ ,  $TiO_2$ ,  $ZrO_2$  в умовах високотемпературного тертя. Покриття з оксидів наносилися методом плазмового напилювання. Трибологічні властивості оксидів досліджувалися за схемою «pin-on-disc» при  $T = 500$  °С. Дані дослідження показали, що оксид хрому володіє найвищою зносостійкістю завдяки формуванню в процесі тертя на його поверхні складного оксидного шару  $(NiCrAl)_xO_y$ , який запобігає безпосередньому контактові покриття з контр-тілом і знижує знос в даній парі тертя.*

**Ключові слова:** покриття,  $Cr_2O_3$ ,  $TiO_2$ , YSZ, високотемпературні трибодослідження, композиційні матеріали, інтерметалід NiAl, дисперсне армування.

**O.P. Umanskyi, O.M. Poliarus, M.S. Ukrainets, O.U. Stelmah, O.V. Kushchev.**  
Investigation of titania, chromia and zirconia wear mechanisms under high temperature friction

*Results of high temperature friction tests of  $Cr_2O_3$ ,  $TiO_2$ ,  $ZrO_2$  gas-thermal oxide coatings was presented in this work. Coatings was obtained by plasma spraying method. Tribotechnical properties of oxides was investigated by «pin-on-disc» scheme under  $T = 500$  °C. These investigations showed that chromium oxide possess the highest wear resistance due to formation of complex  $(NiCrAl)_xO_y$  oxide film on  $Cr_2O_3$  surface during friction process, that prevent immediate contact of coating and counter-body and decrease wear in this friction couple.*

**Key words:** coating,  $Cr_2O_3$ ,  $TiO_2$ , YSZ, high temperature tribotests, composite materials, NiAl intermetallic, dispersive reinforcing.

УДК 621.9.06-529:621.91

**В.Ф. СОРОКИН, И.А. ТЕРНЮК**

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

## **РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ МОНОКОЛЕС КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Рассмотрены вопросы аналитического расчета производительности процессов механической обработки поверхностей моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двигателей. Получены и унифицированы по иерархии аналитические выражения для расчета штучного времени обработки и потенциального роста производительности в зависимости от вида схемы технологического воздействия и количества позиций обработки. Проанализированы зависимости потенциального роста производительности механической обработки от количества партий деталей и от соотношения между основным временем обработки партии деталей и подготовительно-заключительным временем.*

**Ключевые слова:** *блиск, производительность, механическая обработка, расчетные зависимости, штучное время, схема технологического воздействия.*

### **Введение**

В структуре себестоимости моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двигателей (ГТД) значительную часть занимают затраты на механическую обработку поверхностей их лопаток. Кроме того, трудоемкость обработки определяет объем капитальных затрат на оборудование и площади цеха. Поэтому задача снижения трудоемкости и повышения производительности механической обработки поверхностей моноколес компрессоров и турбин ГТД является актуальной.

Общие вопросы для расчета производительности процессов механической обработки поверхностей различных изделий, в том числе моноколес компрессоров и турбин ГТД, рассматривались в работах [1 – 5], в которых приведены зависимости для расчета штучного времени ряда видов изделий и на группе примеров показано влияние концентрации технологического воздействия на технико-экономические показатели процессов производства. В то же время в опубликованных работах не установлены связи между классами схем технологического воздействия и производительностью механической обработки поверхностей моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двигателей, а имеющиеся зависимости для расчета производительности не унифицированы по иерархии.

**Цель данной статьи** – разработка расчетных зависимостей для определения штучного времени обработки и потенциального роста производительности для различных схем

технологического воздействия на различных иерархических уровнях геометрических образований поверхностей и разного количества позиций обработки.

### **1. Классификация схем технологического воздействия**

При решении задачи расчета штучного времени механической обработки можно принять во внимание классификацию схем технологического воздействия [6], которая представлена в таблице 1.

$X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6$  – числа, обозначающие вид схемы технологического воздействия на уровне единичной поверхности, лопатки в целом, венца, комплекса венцов, партии и группы партий.

### **2. Обобщение зависимостей для расчета штучного времени обработки изделий с повторяемыми поверхностями**

Общая зависимость для расчета штучного времени обработки изделий с периодически повторяющимися поверхностями может быть представлена согласно [3] в следующем виде:

$$t_{ij} = t_{Пj}^{(i)} + t_{Oj}^{(i)} + t_{Зj}^{(i)}, \quad (1)$$

где  $t_{ij}$  – время, затрачиваемое на осуществление технологического воздействия согласно принятой –  $j$ -й схемы  $i$ -го уровня;

$t_{Пj}^{(i)}, t_{Oj}^{(i)}, t_{Зj}^{(i)}$  – составляющие общего времени механической обработки детали, соответствующие подготовительной, основной и заключительной функциям.

Классификация схем технологического воздействия

Таблица 1

Уровень	Название схемы					
	Значение X					
6	Поочередная $X_6 = 1$		Частично-одновременная $X_6 = 2$		Одновременная $X_6 = 3$	
5	Однопозиционная $X_5 = 1$		Двухпозиционная $X_5 = 2$		Многопозиционная $X_5 = 3$	
4	Не совмещенная $X_4 = 1$		Частично-совмещенная $X_4 = 2$		Совмещенная $X_4 = 3$	
3	Последовательная $X_3 = 1$		Частично-параллельная $X_3 = 2$		Параллельная $X_3 = 3$	
2	Односторонняя $X_2 = 1$			Двухсторонняя $X_2 = 2$		
1	Прерывистая $X_1 = 1$	Полу-прерывистая $X_1 = 2$	Единовременно-прерывистая $X_1 = 3$	Непрерывная $X_1 = 4$	Единовременно-непрерывная $X_1 = 5$	Единовременная $X_1 = 6$

С учетом зависимости (1) для каждой схемы технологического воздействия, приведенной в таблице 1, можно получить коэффициент производительности труда, так как показано в таблице 2.

Здесь  $z$  – количество лопаток в рабочем колесе;

$F$  – общее количество промежуточных поверхностей, образуемых при многопроходном срезании припуска в межлопаточных каналах;

$h$  – количество моноколес в партии;

$Q$  – количество партий моноколес;

$k$  – показатель совмещенности обработки;

$m, n$  – коэффициенты, отражающие структуру геометрического контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью лопатки.

Особенностью полученных зависимостей для расчета штучного времени является их структурная унификация по иерархии. Это позволяет рассчитывать значения этого показателя последовательно, переходя от низшего иерархического уровня к верхнему, используя однотипные процедуры, в том числе, процедуры работы с базами нормативов.

### 3. Анализ зависимости потенциального роста производительности обработки от количества партий деталей

Как видно из данных, приведенных в таблице 2, потенциальный рост производительности линейно зависит от показателей, характеризующих уровень концентрации технологического воздействия на каждом иерархическом уровне геометрических образований поверхностей при многопроходной многопозиционной и многопартионной обработке изделий. В качестве примера на рисунке 1 показана зависимость потенциального роста производительности ( $\Pi$ ) от количества партий деталей для различных значений основного времени обработки партий деталей при фиксированном значении подготовительно-заключительного времени ( $t_{\Pi} = t_3 = 1$  мин).

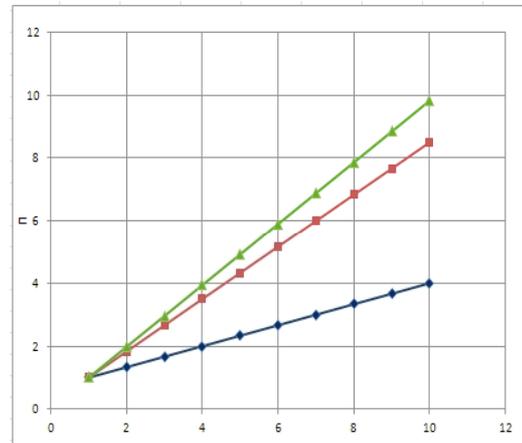


Рис. 1. Зависимость потенциального роста производительности механической обработки ( $\Pi$ ) от количества партий деталей ( $Q$ )

Как видно из рисунка 1, с увеличением количества партий обрабатываемых деталей ( $Q$ ) потенциальный рост производительности ( $\Pi$ ) увеличивается. При этом интенсивность роста потенциального роста производительности увеличивается при возрастании значения основного времени обработки партии деталей  $t_{ij}$  в формуле (1).

### 4. Анализ зависимости потенциального роста производительности обработки от соотношения между основным и подготовительно-заключительным временем обработки партии деталей

В качестве примера на рисунке 2 показана зависимость потенциального роста производительности ( $\Pi$ ) от коэффициента  $k$ , представляющего собой отношение основного времени обработки к подготовительно-заключительному времени для различных значений количества партий обрабатываемых деталей при фиксированном значении подготовительно-заключительного времени ( $t_{\Pi} = t_3 = 1$  мин).

Таблица 2  
Зависимость производительности труда от схемы технологического воздействия

Уро- вень	Класс схемы			Потенциальный рост производитель- ности (Π)
	Зависимость для расчета $t_{шт}$			
6	$X_6 = 1$	$X_6 = 2$	$X_6 = 3$	$\frac{t_{\Pi}^{(6)} + Q \cdot t_{ji}^{(5)} + t_3^{(6)}}{t_{\Pi}^{(6)} + t_{ji}^{(5)} + t_3^{(6)}}$
	$t_{61} = t_{\Pi}^{(6)} + \sum_{i=1}^Q t_{ij}^{(5)} + t_3^{(6)}$	$t_{62} = t_{\Pi}^{(6)} + \sum_{i=1}^Q t_{ji}^{(5)} + t_3^{(6)}$	$t_{63} = t_{\Pi}^{(6)} + t_{ji}^{(5)} + t_3^{(6)}$	
5	$X_5 = 1$	$X_5 = 2$	$X_5 = 3$	$\frac{t_{\Pi}^{(5)} + h \cdot t_{ji}^{(4)} + t_3^{(5)}}{t_{\Pi}^{(5)} + t_{ji}^{(4)} + t_3^{(5)}}$
	$t_{51} = t_{\Pi}^{(5)} + \sum_{i=1}^Q t_{ji}^{(4)} + t_3^{(5)}$	$t_{52} = t_{\Pi}^{(5)} + \sum_{i=1}^{\frac{h}{2}} t_{ij}^{(4)} + t_3^{(5)}$	$t_{53} = t_{\Pi}^{(5)} + t_{ji}^{(4)} + t_3^{(5)}$	
4	$X_4 = 1$		$X_4 = 3$	$\frac{t_{\Pi}^{(4)} + F \cdot t_{ji}^{(3)} + t_3^{(4)}}{t_{\Pi}^{(4)} + t_{ji}^{(3)} + t_3^{(4)}}$
	$t_{61} = t_{\Pi}^{(4)} + \sum_{i=1}^F t_{ji}^{(3)} + t_3^{(4)}$	$t_{42} = t_{\Pi}^{(4)} + \sum_{i=1}^{\frac{F}{k}} t_{ij}^{(3)} + t_3^{(4)}$	$t_{53} = t_{\Pi}^{(4)} + t_{ji}^{(3)} + t_3^{(4)}$	
3	$X_3 = 1$	$X_3 = 2$	$X_3 = 3$	$\frac{t_{\Pi}^{(3)} + z \cdot t_{ji}^{(2)} + t_3^{(3)}}{t_{\Pi}^{(3)} + t_{ji}^{(2)} + t_3^{(3)}}$
	$t_{31} = t_{\Pi}^{(3)} + \sum_{i=1}^z t_{ji}^{(2)} + t_3^{(3)}$	$t_{32} = t_{\Pi}^{(3)} + \sum_{i=1}^{\frac{z}{4}} t_{ij}^{(2)} + t_3^{(3)}$	$t_{33} = t_{\Pi}^{(3)} + t_{ji}^{(2)} + t_3^{(3)}$	
2	$X_2 = 1$	$X_2 = 2$		$\frac{t_{\Pi}^{(2)} + 2 \cdot t_{ji}^{(1)} + t_3^{(2)}}{t_{\Pi}^{(2)} + t_{ji}^{(1)} + t_3^{(2)}}$
	$t_{21} = t_{\Pi}^{(2)} + \sum_{i=1}^2 t_{ji}^{(1)} + t_3^{(2)}$	$t_{22} = t_{\Pi}^{(2)} + t_{ji}^{(1)} + t_3^{(2)}$		
1	$X_1 = 1$	$X_1 = 4$		$\frac{m(n+1)t_{\Pi}^{(1)}}{t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}} +$ $\frac{m \cdot n \cdot t_0^{(1)}}{t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}} +$ $\frac{m(n+1)t_3^{(1)}}{t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}}$
	$t_{12}^{(1)} = \sum_{i=1}^m [t_{\Pi i}^{(1)} + \sum_{j=1}^n (t_{\Pi j}^{(1)} + t_{Oj}^{(1)} + t_3^{(1)})]$	$t_{14}^{(i)} = \sum_{i=1}^m [t_{\Pi i}^{(1)} + (t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}) + t_{3i}^{(1)}]$		
	$X_1 = 2$	$X_1 = 5$		
	$t_{12}^{(1)} = \sum_{i=1}^m [t_{\Pi i}^{(1)} + \sum_{j=1}^{\frac{n}{b}} (t_{\Pi j}^{(1)} + t_{Oj}^{(1)} + t_3^{(1)})]$	$t_{15}^{(i)} = \sum_{i=1}^m [t_{\Pi i}^{(1)} + (t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}) + t_{3i}^{(1)}]$		
	$X_1 = 3$	$X_1 = 6$		
	$t_{13}^{(i)} = \sum_{i=1}^m [t_{\Pi i}^{(1)} + (t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}) + t_{3i}^{(1)}]$	$t_{16}^{(i)} = t_{\Pi}^{(1)} + t_0^{(1)} + t_3^{(1)}$		

С увеличением соотношения между основным и подготовительно-заключительным временем обработки партий деталей потенциальный прирост производительности увеличивается, но интенсивность увеличения прироста потенциальной производительности уменьшается (рис. 2).

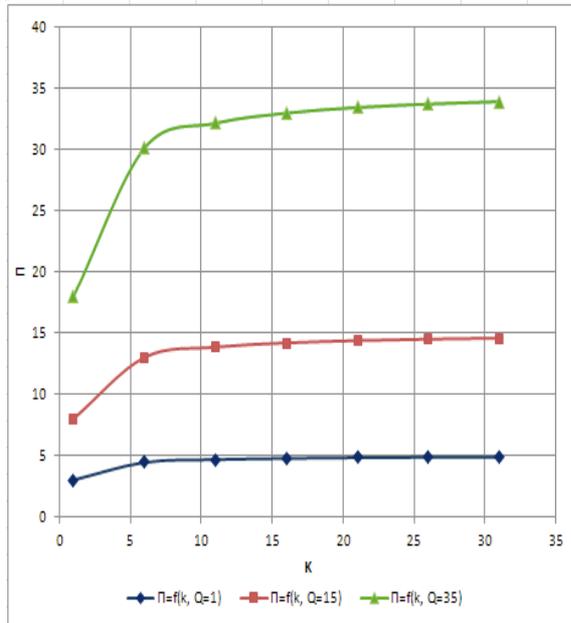


Рис. 2. Зависимость потенциального роста производительности от соотношения между основным временем обработки партии деталей и подготовительно-заключительным временем

Максимальная производительность достигается при одновременной обработке всех партий деталей, по всем межлопаточным каналам моноколес одновременно за один проход, при максимальных режимах обработки и минимальных затратах времени на установку-снятие деталей и подготовку технологической системы к работе. Поскольку такая организация обработки требует большого количества оборудования, рабочих позиций, инструментов с изменяемой геометрией и других элементов, труднореализуемых при современном уровне развития производственных систем. Задача создания и выбора рациональных схем срезания припуска и формообразования рабочих колес должна решаться как оптимизационная.

### Заключение

Схемы технологического воздействия при изготовлении моноколес компрессоров и турбин ГТД отличаются уровнем концентрации технологического воздействия, количеством слоев срезанного припуска, количеством одновременно обрабатываемых деталей и другими показателями, что существенно влияет на производительность обработки.

Влияние указанных факторов описывается линейными зависимостями.

В данной работе установлены связи между классами схем технологического воздействия и производительностью механической обработки поверхностей моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двигателей.

Полученные зависимости для определения штучного времени обработки и потенциального роста производительности для различных схем технологического воздействия на различных иерархических уровнях позволяют на единой методологической основе рассчитать значение штучного времени для каждой схемы обработки, а также относительное повышение производительности при ее применении. Первые характеристики необходимы при нормировании технологических операций, расчете потребного количества оборудования и инструмента. Вторые показывают резервы роста производительности труда.

Структурная унификация по иерархии полученных зависимостей позволяет рассчитывать значения показателей эффективности последовательно, переходя от низшего иерархического уровня к верхнему, используя однотипные процедуры, в том числе, процедуры работы с базами нормативов, что снизит себестоимость моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двигателей и объем капитальных затрат на оборудование и площади цеха.

В дальнейших исследованиях желательно для каждой схемы формообразования рабочих лопаток определить значения сил резания и показатели энергоемкости, что необходимо при решении задач комплексной оптимизации процесса обработки.

### Литература

1. Шаумян Г.А. Комплексная автоматизация производственных процессов [Текст] / Г.А. Шаумян. — М.: Машиностроение, 1973. — 639 с.
2. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно-конвейерные линии [Текст] / Л.Н. Кошкин. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.
3. Тернюк Н.Э. Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес [Текст]: дис. доктора техн. наук: 05.02.08 / Тернюк Николай Эммануилович. — Харьков, 1983. — 433 с.
4. Сорокин В.Ф. Научные основы проектирования высокопроизводительных гибких технологических систем для производства фасонных деталей энергетических машин [Текст]: дис. доктора техн. наук: 05.02.08 / Сорокин Владимир Федорович. — Харьков, 2009. — 450 с.
5. Беловол А.В. Обеспечение производительности многономенклатурных механообработ-

вающих производств на основе синтеза структур технологических систем [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Беловол Анна Владимировна. – Харьков, 2010. – 191 с.

6. Уровни концентрации технологического воздействия при обработке моноколес компрессоров и турбин газотурбинных двига-

телей [Текст] / В.Ф. Сорокин, И.А. Тернюк, А.В. Беловол, Е.В. Шандыба // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2013. – № 4(76). – С. 73 – 79.

*Поступила в редакцию 31.05.2014*

**В.Ф. Сорокин, І.О. Тернюк. Розрахунок продуктивності процесів механічної обробки поверхонь моноколес компресорів і турбін газотурбінних двигунів**

*Розглядаються питання аналітичного розрахунку продуктивності процесів механічної обробки поверхонь моноколес компресорів і турбін газотурбінних двигунів. Отримані та уніфіковані по ієрархії залежності для розрахунку штучного часу обробки і потенціального приросту продуктивності в залежності від виду схеми технологічної дії та кількості позицій обробки. Проаналізовані залежності потенціального приросту продуктивності від кількості партій деталей та від співвідношення між основним часом обробки партії деталей і підготовчо-заключним часом.*

**Ключові слова:** блиск, продуктивність, механічна обробка, розрахункові залежності, штучний час, схема технологічного впливу.

**V.F. Sorokin, I.O. Ternyuk. Calculation of the productivity of the machining processes of gas turbine engine's compressor and turbine blisks**

*The task of analytical calculation of the productivity of the machining processes of the of gas turbine engine's compressor and turbine blisks surfaces is considered in the article. The expressions for analytical calculation machining time of the mechanical processing and potential incremental capacity subject to scheme of the technological action and number of the machining positions are obtained. Functional depends of the potential increase in machining process effectiveness on number of the batch workpieces and ratio between main processing time and machine-setting time were analyzed.*

**Key words:** blisk, productivity, machining process, calculation expression, machining times, scheme of the technological action.

УДК 658.512.011.56

**В.В. ТРЕТЬЯК, А.И. ДОЛМАТОВ, А.С. ФЕДОРОВА, С.В. БРЕУС***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***РАЗРАБОТКА УЧЕБНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА  
ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОЙ ОБЪЕМНОЙ  
ШТАМПОВКИ**

*В статье представлено описание учебного программного комплекса для расчета энергетических параметров импульсной объемной штамповки. Во введении описаны конструктивные особенности и возможности импульсного прессы для обработки металлов на взрывном прессе. Представлена объемная модель опытного импульсного прессы и конструкции опытной оснастки. Описан состав основных модулей программного комплекса. Представлены основные меню для расчета операционных параметров. Представлены расчетные меню и графические зависимости для расчета энергетических зависимостей при штамповке на импульсном прессе, меню и расчет корреляционных зависимостей.*

**Ключевые слова:** программный комплекс, импульсная объемная штамповки, взрывной пресс, корреляционный анализ.

**Введение**

Объемная штамповка на взрывном прессе – прогрессивный способ производства поковок, в первую очередь для изготовления поковок с тонкими и трудно деформируемыми элементами и труднодеформируемыми материалами [1].

Штамповка на взрывном прессе может осуществляться в открытых и закрытых, одно-ручьевых и многоручьевых штампах, на мерных и фасонных (предварительно спрофилированных) заготовках [2].

На базе ВП-02 в ХАИ разработана конструкция взрывного прессы ВП-02М, отличающегося от своего аналога технологической частью, приспособленной для объемной штамповки заготовок [3].

В основу определения энергии, необходимой для получения номенклатуры выбранных деталей, выбора способа и переходов штамповки, положены форма и размеры поковок.

Заготовительные ручки для поковок первой группы выбирают путем построения расчетной заготовки и ее эпюры сечений по диаграмме пределов применения заготовительных ручьев и коэффициентам подкатки.

В некоторых случаях эти расчеты весьма громоздки, поэтому необходимы расчеты, выполненные на ПЭВМ. Для этой цели разработаны алгоритмы и программа для расчета деталей авиационного двигателя.

Для «грубого» расчета энергии можно воспользоваться методикой, аналогичной для расчета необходимой энергии для паровоздушных и скоростных молотов, где определяется их масса падающих частей.

Для открытых штампов форму и размеры заусеничной (облойной) канавки можно выбирать в зависимости от способа штамповки и последующих обрезки заусенца и пробивки отверстия.

В справочной литературе детально описаны конструктивные особенности заготовительных и штамповочных ручьев молотовых штампов, приведены основные расчетные соотношения и размеры, определено их положение на зеркале штампа.

Представленный программный комплекс может быть полезен в курсовом и дипломном проектировании, а также может быть использован специалистами для расчета технологических процессов для изготовления сложных фасонных заготовок с помощью импульсных прессы.

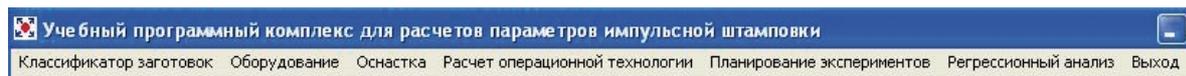


Рис. 1. Главное меню учебного программного комплекса

**1. Состав основных программных модулей**

На рис. 1 показано главное меню учебного программного комплекса.

Программный комплекс подкреплен базой знаний с пополняемыми программными модулями: «Классификатор» - классификаторы

опытных объемных деталей для проведения исследований, «Оборудование» - описание конструкции и возможностей импульсных прессов и «Оснастка» - описание и примеры использования опытной оснастки.

В модуле «Расчет операционной технологии» представлены варианты «грубого» и «точного» расчетов параметров импульсной технологии для круглой и некруглой детали.

В модуле «Планирование экспериментов» представлены варианты таблиц планирования многофакторного эксперимента для определения опытных параметров технологического процесса деталей, изготовленных импульсными методами.

В модуле «Регрессионный анализ производится расчет регрессии: линейной, логарифмической и квадратичной для различных параметров технологии.

### 3. Модуль «Классификатор»

При нажатии на клавишу «Классификатор» открывается меню модуля просмотра классификатора опытных деталей, для изготовления импульсными нагрузками.

При работе модуля «Оборудование» открывается ряд меню для просмотра конструкций и описаний перспективных импульсных прессов. База данных оборудования будет пополняться по мере получения новых конструкций прессов.

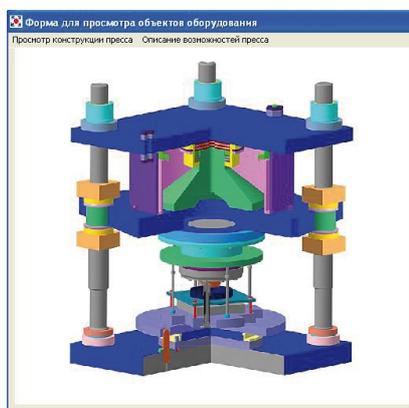


Рис. 2. Форма для просмотра конструкции и основных характеристик импульсного пресса

При работе модуля в модуле «Оборудование» открывается ряд меню для просмотра конструкций и описаний перспективных импульсных прессов (рис. 2). База данных оборудования будет пополняться по мере получения новых конструкций прессов. В режиме «Оснастка» открывается меню вариантов просмотра схем штамповой оснастки

### 2. Модуль грубого расчета технологических параметров

В результате «грубого» расчета программой производится расчет веса падающих частей, веса заряда и необходимой работы в зависимости от конструктивных особенностей заготовки.

Входные данные (например, скорость движения матрицы, КПД и др.) необходимо корректировать для новой номенклатуры в ходе экспериментальных исследований.

Аналогичные расчеты выполняются для круглой и некруглой в плане поковки. Меню работы этого модуля представлено на рис. 3.

В результате «грубого» расчета программой производится расчет веса падающих частей, веса заряда и необходимой работы в зависимости от конструктивных особенностей заготовки.

Результаты расчетов можно просмотреть в графическом меню, представленном на рис. 4.

### 4. Модуль расчета технологических параметров по уточненной методике

«Грубая» методика не учитывает сложную конфигурацию поковки и может быть использована только для простых в плане поковок.

Для расчета сложных поковок, имеющих разнотолщинность и сложные элементы в программном комплексе, предусмотрен модуль для использования методики уточненного расчета энергосиловых параметров, изготавливаемых с помощью взрывного пресса.

На рис. 5 представлено меню для расчета технологических параметров по уточненной методике с учетом конструктивных особенностей сложных деталей при осадке и выдавливании.

Расчет технологических параметров ведется с расчленением поковки на элементы и последующим суммированием работ формоизменения по каждому из них.

При этом силовые параметры определяют для элемента, формируемого с наибольшим обжатием.

Все пункты меню подкреплены базой знаний с таблицами и рисунками для поиска необходимых входных данных для расчетов. Подключение таблиц и рисунков происходит при включении клавиши «?».

По данной методике можно рассчитать энергетические параметры отдельных элементов детали.

Для всей детали необходимо сложить работу деформирования всех элементов.

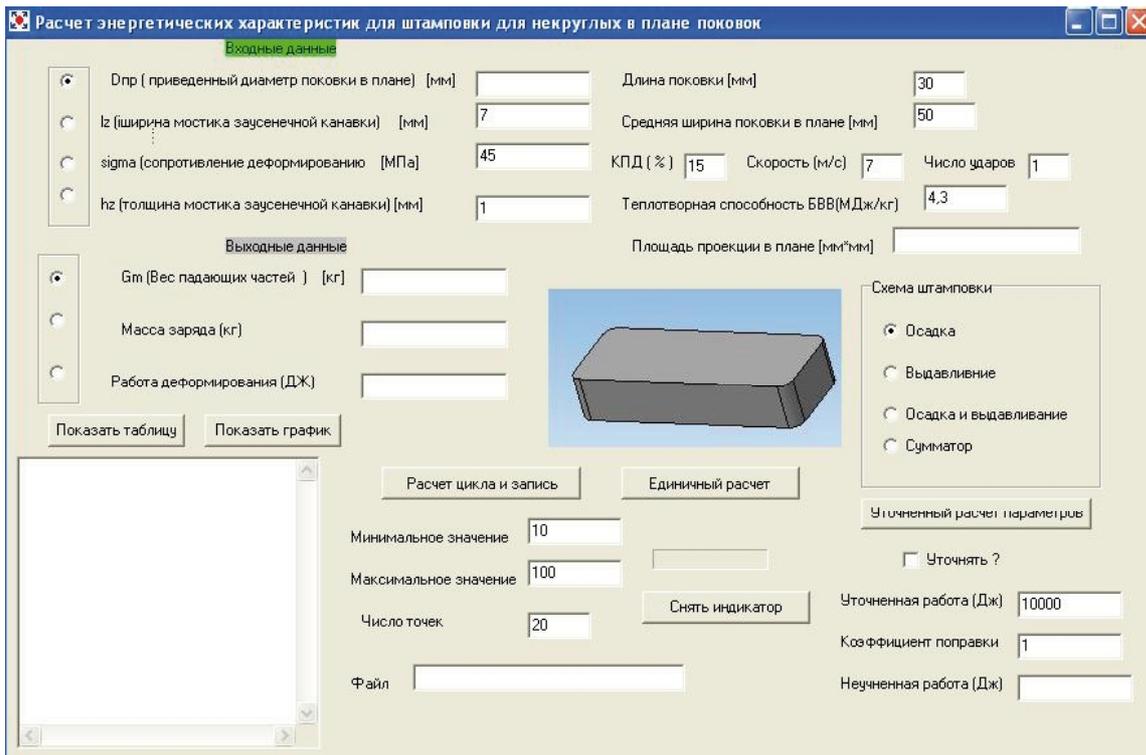


Рис. 3. Меню расчета технологических параметров в зависимости от конструктивных особенностей поковки

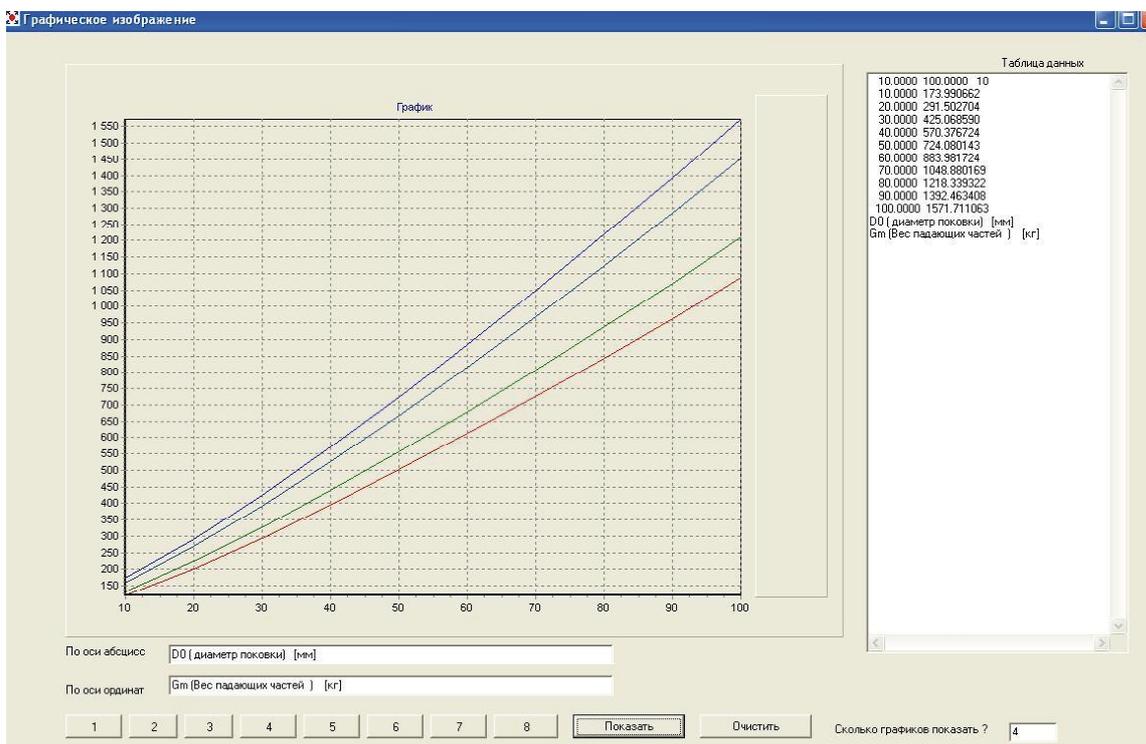


Рис. 4. Меню графического представления расчета технологических параметров в зависимости от конструктивных особенностей круглой поковки

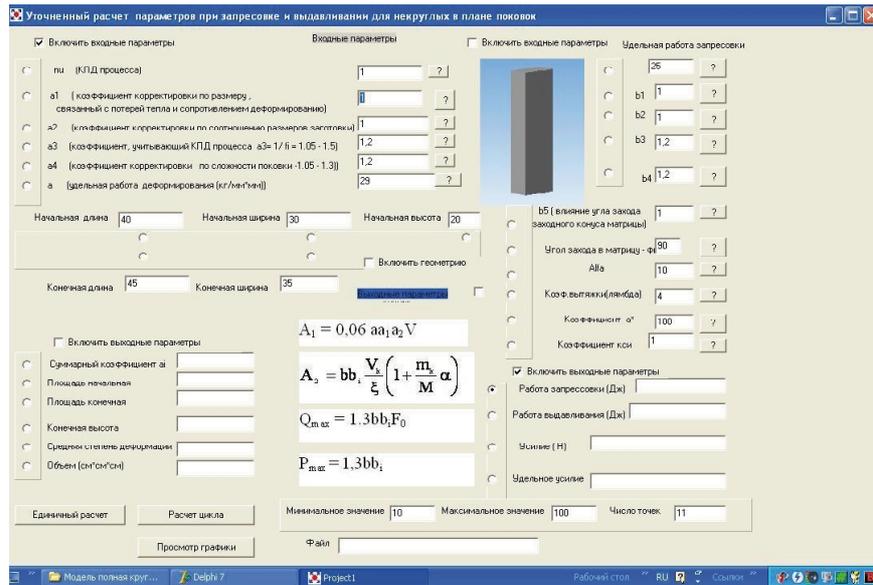


Рис. 5. Меню для расчета параметров штамповки по уточненной методике при выдавливании и запресовке для некруглой поковки

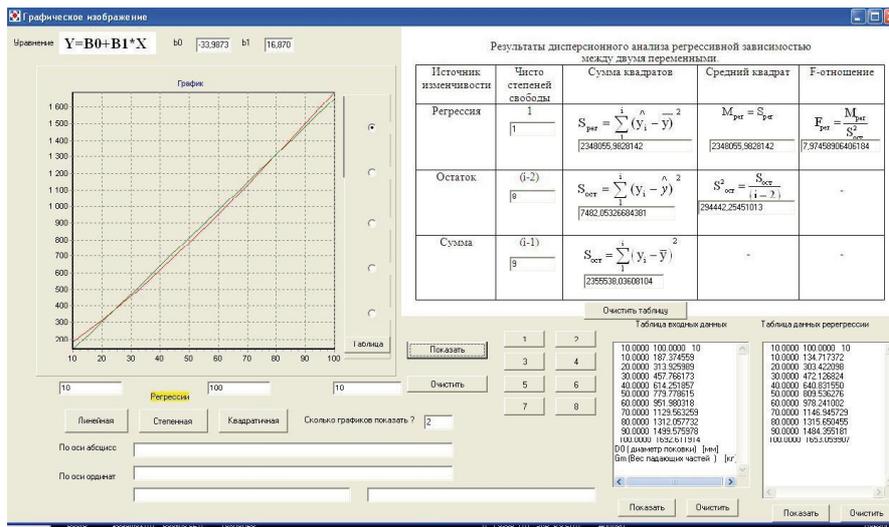


Рис. 6. Меню модуля «Регрессионный анализ»

### 5. Модуль «Регрессионный анализ»

Для восстановления зависимостей параметров импульсной нагрузки в зависимости от конструктивных особенностей деталей используется модуль «Регрессионный анализ».

#### Выводы

Данный программный комплекс может быть использован как в курсовом и дипломном проектировании, так и для научных расчетов при отработке опытной технологии на базе импульсной штамповки объемных деталей.

#### Литература

1. Борисевич В.К. К вопросу моделирования импульсных процессов в замкнутой камере

для взрывных процессов [Текст] / В.К. Борисевич, В.В. Третьяк, И.В. Скорченко // Вестник двигателестроения. – 2010. – №2(23). – С. 166 – 171.

2. Третьяк В.В. Особенности импульсной штамповки объемных деталей авиационных двигателей [Текст] / В.В. Третьяк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – №2(79). – С. 42 – 46.

3. Согришин Ю.П. Штамповка на высокоскоростных молотах [Текст] / Ю. П. Согришин, Л.Г. Гришин, В.М. Воробьев // – М.: Машиностроение, 1978. – 167 с.

Поступила в редакцию 01.06.2014

**В.В. Третьак, А.І. Долматов, А.С. Федорова, С.В. Бреус. Розробка учбового програмного комплексу для розрахунку параметрів імпульсного об'ємного штампування**

*В статті представлений опис учбового програмного комплексу для розрахунку енергетичних параметрів імпульсного об'ємного штампування. У вступі описані конструктивні особливості і можливості імпульсного пресу для обробки металів на вибуховому пресі. Представлена об'ємна модель імпульсного пресу і конструкції досвідченого оснащення. Описаний склад основних модулів програмного комплексу. Представлені основні меню для розрахунку операційних параметрів. Представлені розрахункові меню і графічна залежність для розрахунку енергетичної залежності при штампуванні на імпульсному пресі, меню і розрахунок кореляційної залежності.*

**Ключові слова:** програмний комплекс, імпульсна об'ємна штампування, вибуховий прес, кореляційний аналіз.

**V.V. Tretyak, A.I. Dolmatov, A.S. Fedorova, S.V. Breus. Development of educational program complex for computation of parameters of impulsive by volume stamping**

*In article the description is presented of educational program complex for computation of power parameters of the impulsive by volume stamping. In introduction structural features are described and possibilities of impulsive press for treatment of metals on the explosive press. A by volume model is presented of experimental impulsive press and construction of the experimental rigging. Composition is described of the basic modules of program complex. Basic menus are presented for computation of operating parameters. Computation menus are presented and graphic dependences for computation of power dependences at stamping on the impulsive press, menu and computation of correlation dependences.*

**Keywords:** software package, pulse forging, explosive press, correlation analysis.

УДК 669.715

Н.Е. КАЛИНИНА<sup>1</sup>, А.Е. ЮХИМЕНКО<sup>1</sup>, В.Т. КАЛИНИН<sup>2</sup><sup>1</sup>Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара<sup>2</sup>Национальная металлургическая академия Украины

## КОМПЛЕКСНОЕ МОДИФИЦИРОВАНИЕ СЛОЖНОЛЕГИРОВАННЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

*В результате проведенных исследований по модифицированию многокомпонентного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ для лопаток газотурбинных двигателей установлено, что введение комплексного модификатора на основе нанопорошка карбонитрида титана в расплав приводит к существенному изменению микроструктуры сплава. Наночастицы карбонитрида титана служат дополнительными центрами кристаллизации. Формирование при модифицировании мелкозернистой структуры и упрочненного твердого раствора приводит к повышению механических и эксплуатационных свойств сплава, что имеет важное практическое значение.*

**Ключевые слова:** модифицирование, никелевый сплав, наноконпозиции, микроструктура, механические и эксплуатационные свойства.

### Введение

Разработка ответственных изделий для металлургии и машиностроения требует повышения механических свойств, жаропрочности, жаростойкости и эксплуатационных свойств конструкционных материалов. В авиации и турбостроении применяют жаропрочные многокомпонентные никелевые сплавы, которые должны иметь структурную термостабильность, высокую жаропрочность, длительную прочность.

В проблеме повышения эксплуатационной надежности и долговечности изделий материаловедение является определяющим, поскольку оптимально выбранные качественные материалы способны обеспечить высокий ресурс и эффективность работы при температурах до 1100 °С в течение сотен часов при высоких статических и динамических нагрузках.

В современных авиационных газотурбинных двигателях на долю жаропрочных сплавов приходится до 40% массы двигателя. При этом работоспособность всего авиационного двигателя определяется работоспособностью лопаток турбины.

Условия работы лопаток в ГТД нового поколения становятся все более напряженными в связи с повышением температуры газа на входе в турбину, увеличением скорости полета, ресурса и цикличности работы двигателя. Эти экстремальные условия требуют применения перспективных материалов с улучшенной структурой и свойствами.

Эффективным способом измельчения структурных составляющих сплавов на макро- и микроуровнях является модифицирование

многокомпонентных сплавов нанодисперсными композициями [1].

### 1. Постановка задачи

Задача материаловедения заключается в создании современных высокожаропрочных сплавов со стабильной структурой, способных работать при высоких температурах и напряжениях. Целью данной работы является разработка технологии модифицирования никелевого сплава системы Ni-Cr-Al-Ti-Mo-W-Co нанодисперсными композициями, полученными методом плазмохимического синтеза. Необходимо изучить структурные изменения в сплавах, взаимосвязь структуры со свойствами и влияние легирующих элементов на структурообразование в многокомпонентных никелевых сплавах.

### 2. Материал и методы исследований

Материалом исследования служил жаропрочный никелевый сплав ЖСЗДК-ВИ, применяемый для изготовления рабочих лопаток газотурбинного двигателя (табл. 1).

Таблица 1  
Химический состав исследуемого никелевого сплава

Марка сплава	Содержание элементов, % мас.				
	Al	Ti	Cr	Mo	W
ЖСЗДК-ВИ	4,0-4,8	2,5-3,2	11,0-12,5	3,8-4,5	3,8-4,5
	Содержание элементов, % мас.				
	Co	C	Fe	Mn,Si	Ni
	8,0-10,0	0,09-0,12	≤ 2,0	≤ 0,4	Осн

Структуру и распределение структурных составляющих в многокомпонентном никеле-

левом сплаве после наномодифицирования проводили при помощи металлографического анализа на микроскопе Neophot-2. Распределение легирующих элементов изучали энергодисперсионным анализом образцов до и после модифицирования на многоцелевом растровом микроскопе JSM-6360LA, оснащенном системой рентгеноспектрального энергодисперсионного микроанализа JED2200.

Для определения уровня жаропрочности сплава ЖСЗДК-ВИ, образцы были подвержены стендовым испытаниям на долговечность.

### 3. Результаты исследований

Разработана технология ввода наномодификатора в расплав, включающая: оптимизацию состава комплексного наномодификатора; определение способа ввода модификатора в расплав; установление температурно-временного режима плавки, выпуска и заливки расплава в форму.

Для ввода порошков модификатора в расплав разработана технология, состоящая из трех этапов. На первом этапе методом порошковой металлургии в атриторе смешивали порошки никелевого сплава с порошком модификатора. На втором этапе проводили прессование порошков в стальной пресс-форме. Третьим этапом являлось введение порошка в жидкий расплав жаропрочного никелевого сплава.

Атриторную обработку смесей порошков проводили в три этапа. На первом происходило расплющивание и размол отдельных частиц; на втором – разрушение и перестройка структуры частиц за счет холодного сваривания разнородных частиц и образования слоистой структуры; третьим этапом являлось истончение компонентов слоев и повышение внутренней однородности частиц. Теоретической основой атриторной обработки является представление о системе шары-порошок как многокомпонентной вязкой жидкости, интенсивность перемещения компонентов которой определяется турбулентной диффузией. При вращении мешалки в движение приводится вся масса шаров, находящихся в рабочей камере. Непосредственно мешалкой приводится во вращение относительно небольшое количество шаров, остальные приводятся в движение путем эстафетной передачи импульсов от шара к шару.

С целью оптимизации макроструктуры, получения равномерной полиэдрической, мелкокристаллической структуры на лопатках было опробовано модифицирование сплава ЖСЗДК-ВИ нанодисперсными композициями в таблетированном виде. Прессование производили на гидравлическом прессе в стальных

пресс-формах с усилием 35 тонн на 1 таблетку [2]. Исследовали различную дозировку наномодификатора: 0,1 и 0,2% мас. из учета 50%-ного усвоения расплавом.

Основой модификатора авторами предложен нанодисперсный модификатор – карбонитрид титана  $Ti(C,N)$ , соответствующий ТУ У 24.6-2424050-001-2002. Состав спрессованных таблеток: нанопорошок  $Ti(C,N)$  и  $Ti$  размером 50...100 нм; порошок  $Al$  размером 20...40 мкм;  $Al$ -пудра [3].

Таблетка комплексного модификатора, попадая в расплав, растворяется в нем и равномерно распределяется по объему расплава путем индукционного перемешивания.

Предложенная методика позволяет с минимальными потерями вводить необходимое количество модификатора и гарантировать равномерное распределение в расплаве. Ввод модификатора осуществляли на том технологическом этапе плавки, который обеспечивает максимальный технический эффект, т.е. в конце плавки. Температурно-временные параметры модифицирования:  $t = 1600 \pm 10$  °С;  $\tau = 3...5$  минут.

Структура многокомпонентного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ – гетерофазная, представляющая собой высокодисперсные частицы  $\gamma'$ -фазы (формирующейся на основе интерметаллического соединения  $Ni_3Al$ ), равномерно рассеянные в матрице из твердого раствора легирующих элементов в никеле. Все тугоплавкие легирующие элементы ( $W$ ,  $Mo$ ,  $Cr$ ) увеличивают область существования  $\gamma'$ -фазы. Вследствие обеднения  $\gamma$ -фазы тугоплавкими элементами эффективность твердорастворного упрочнения уменьшается, и, как следствие, снижается сопротивление скольжению дислокаций, что в конечном счете приводит к понижению жаропрочности. Алюминий и титан являются  $\gamma'$ -образующими, входят в  $\gamma'$ -твердый раствор и являются основными упрочнителями. Элементы  $Co$ ,  $Mo$  и  $Cr$  входят в  $\gamma$ -твердый раствор. Наличие  $W$  одинаково и в  $\gamma$ , и в  $\gamma'$  твердом растворе. Таким образом, упрочнение сложнелегированного сплава ЖСЗДК-ВИ происходит за счет: упрочнения  $\gamma$  твердого раствора; наличия дисперсных фаз; увеличения процента  $\gamma'$ -фазы; уменьшения скорости укрупнения  $\gamma'$ -фазы при рабочих температурах.

Изучение влияния легирующих элементов на структуру и свойства жаропрочного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ имеет важное практическое значение. Так, оптимальную температуру модифицирования определяли исходя из диаграммы состояния  $Ni-Cr$  и  $Ti-Ni$  [4].

В работе проведено модифицирование исследуемого сплава. Согласно классической тео-

рии, существует три вида модифицирования: измельчение первичных зерен при кристаллизации матричной фазы; изменение внутреннего строения зерен-дендритов; измельчение эвтектик. Был рассмотрен вид модифицирования за счет измельчения зерен никелевого твердого раствора, что является результатом зародышевого действия тугоплавких частиц наномодификатора, специально введенных в расплав.

Механизм действия наномодификатора в расплаве заключается в том, что на поверхностях частиц Ti(CN) происходит зарождение первичных кристаллов аустенитной  $\gamma$ -фазы. Наномодификатор диспергирует дендриты первичного аустенита в сплаве ЖСЗДК-ВИ.

Исследование макроструктуры сплава в исходном состоянии показало, что структура сплава крайне неоднородна по сечению. Исходные образцы имели крупнокристаллическую структуру с размером зерен 3...10 мм. Модифицированные образцы имели более однородную, мелкозернистую структуру с размером зерен до 1 мм. Таким образом, вследствие наномодифицирования средний размер зерна уменьшился в 6...10 раз (рис. 1).



а – до модифицирования

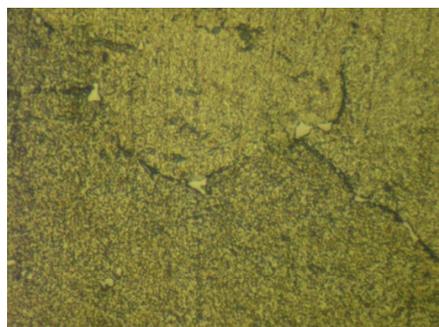


б – после модифицирования

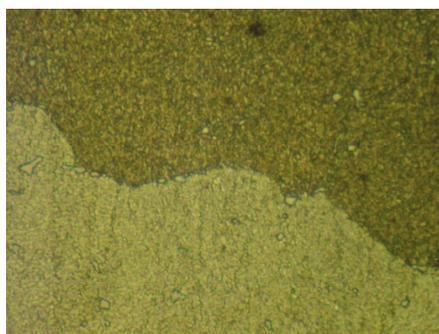
Рис. 1. Макроструктура сплава ЖСЗДК-ВИ,  $\times 50$

Исследование микроструктуры сплава показало, что в немодифицированном образце присутствуют достаточно крупные включения различной морфологии, которые располагаются по границам зерен. Тугоплавкие карбиды

образуются на стыке зерен, что значительно снижает прочностные характеристики сплава – они могут служить очагом разрушения. Некоторые включения достигали 14 мкм. В модифицированном сплаве включения значительно дисперснее и располагаются преимущественно внутри зерен (рис. 2).



а – до модифицирования



б – после модифицирования

Рис. 2. Микроструктура сплава ЖСЗДК-ВИ,  $\times 1000$

Модифицирование сплава ЖСЗДК-ВИ приводит к существенному изменению структуры. Образования тугоплавких упрочняющих фаз имеют размер одного порядка 1...3 мкм, равномерно распределены по всему объему сплава, не выстраиваются в группы. Размер включений уменьшился в 4...5 раз по сравнению с исходным состоянием.

Формирование при модифицировании упрочненного никелевого твердого раствора и более развитой зернограницной структуры привело к повышению комплекса механических свойств модифицированного сплава ЖСЗДК-ВИ (предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и ударной вязкости) по сравнению с немодифицированным состоянием. Механические свойства определяли на пальчиковых образцах после стандартной термоупрочняющей обработки. Достигнуто значительное повышение прочностных и пластических свойств:  $\sigma_B$  удалось повысить на 8...10%;  $\sigma_T$  – на 11...13 %;  $\delta$  – в 1,1...1,3 раза; KCU резко повышена на 40...44% (рис. 3).

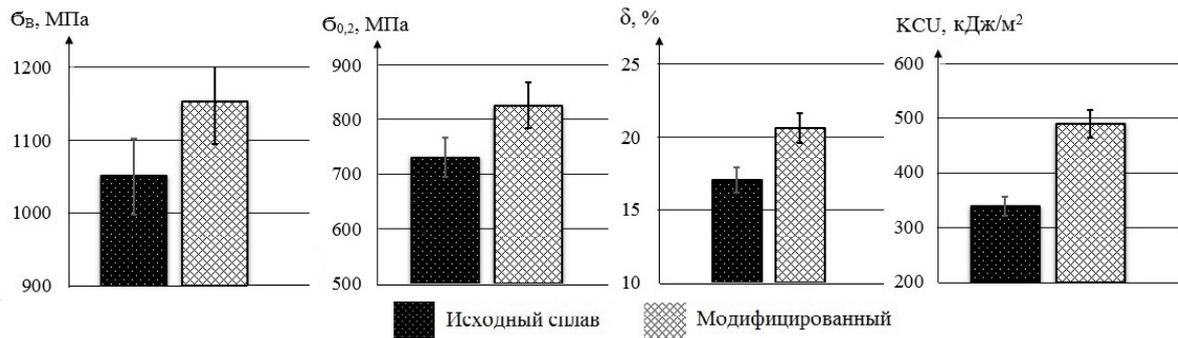


Рис. 3. Механические свойства никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ до и после модифицирования

Для подтверждения эффективности действия Ti(CN) как наномодификатора проведен энергодисперсионный анализ образцов сплава ЖСЗДК-ВИ. В немодифицированном образце количество титана и углерода соответствует их содержанию в сплаве, содержание азота не обнаружено. Сравнительный анализ полученных данных показал наличие в модифицированном образце всплеска интенсивностей Ti, C и N, что подтверждает модифицирующий эффект Ti(C,N).

Микрорентгеноспектральным анализом доказана эффективность модифицирования нанодисперсными композициями.

Основной эксплуатационной характеристикой никелевых сплавов является жаропрочность. Были проведены стендовые испытания на долговечность при температуре 900 °С. Модифицированные образцы выдерживали до разрушения большее количество часов, чем немодифицированные образцы. При статической нагрузке в 410 МПа, модифицированные образцы выдерживали в среднем 124 часа, в то время как исходные – в среднем 95 часов, т.е. долговечность возросла на 30%. В зависимости от напряжения при испытаниях, долговечность повысилась от 6 до 30% (рис. 4).

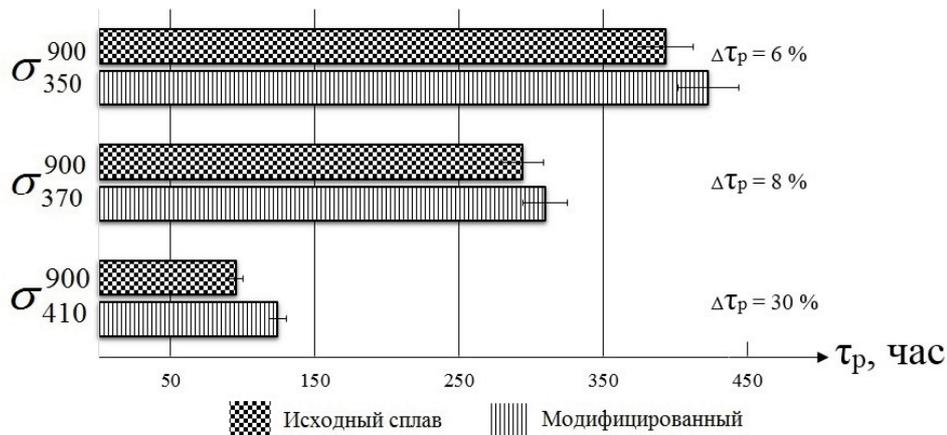


Рис. 4. Долговечность сплава ЖСЗДК-ВИ до и после наномодифицирования

О жаростойкости сплава судили по результатам испытаний на высокотемпературную коррозию, ГОСТ 6130-71. После каждой термоэкспозиции измеряли глубину коррозии. Установлено, что во всех образцах имело место внутреннее окисление. Более интенсивное высокотемпературное окисление наблюдали в немодифицированном образце глубиной ~ 40 мкм по сравнению с модифицированным образцом, где глубина коррозии составила 30 мкм. Таким образом, достигнуто снижение коррозионного повреждения на 10 мкм или 25%.

## Выводы

1. Установлено, что комплексное модифицирование жаропрочного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ влияет на формирование мелкодисперсной структуры с равномерным распределением легирующих элементов.

2. В результате введения в расплав наночастиц карбонитрида титана достигнуто значительное измельчение макроструктуры лопаток авиационных ГТД. В немодифицированном сплаве размер зерна составлял 3...10 мкм, в модифицированном – 0,5...1 мкм. Размер частиц

упрочняющих фаз снижается с 5...14 мкм до 1...3 мкм. Таким образом, измельчение зерна сплава ЖСЗДК-ВИ составило от 6 до 10 раз, частиц упрочняющих фаз – от 4 до 5 раз.

3. Изучено распределение легирующих элементов в никелевом сплаве до и после модифицирования методом энергодисперсионного анализа. Сравнительный анализ полученных данных показал наличие в модифицированном образце всплеска интенсивностей Ti, C и N, что подтверждает модифицирующий эффект.

4. Формирование при модифицировании более развитой зернограницной структуры привело к повышению комплекса механических свойств модифицированного сплава ЖСЗДК-ВИ. Достигнуто повышение предела прочности  $\sigma_B$  на 8...10 %; предела текучести  $\sigma_{0,2}$  – на 10...13 %; относительного удлинения в 1,1...1,3 раза; ударной вязкости KCU на 40...44 %.

5. Достигнуто повышение эксплуатационных свойств. Долговечность сплава, в зависимости от напряжения испытаний, повышена на 6...30%. После испытаний на жаростойкость, глубину коррозии в модифицированном сплаве удалось уменьшить в среднем на 10 мкм или на 25%.

#### Литература

1. Каблов Е.Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей/ Е.Н. Каблов.— М.: МИСИС, 2001. — 631 с.
2. Калинина Н.Е. Технологические особенности наномодифицирования литейных жаропрочных никелевых сплавов / Н.Е. Калинина, А.Е. Калиновская, В.Т. Калинин // Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2013. — №1(31). — С. 54-56.
3. Патент України на корисну модель № 82163, МПК С22С 19/03. Комплексний наномодифікатор нікелевих сплавів / Н.Є. Калініна, А.Є. Калиновська, В.Т. Калінін, З.В. Віліщук, Т.В. Носова. — № u 2013 00612 Заявл. 17.01.2013; Опубл. 25.07.2013// Бюл. № 14.
4. Калинина Н.Е. Особенности наномодифицирования многокомпонентных никелевых сплавов / Н.Е. Калинина, А.Е. Калиновская, В.Т. Калинин и др. // Авиационно-космическая техника и технология. — 2012. — №7(94). — С. 23-26.

Поступила в редакцию 14.06.2014

#### **Н.Є. Калініна, А.Є. Юхименко, В.Т. Калінін. Комплексне модифікування складнолегованих жароміцних сплавів**

*В результаті проведених досліджень по модифікуванню багатоконпонентного нікелевого сплаву ЖСЗДК-В для лопаток газотурбінних двигунів встановлено, що введення комплексного модифікатора на основі нанопорошку карбонітрида титану в розплав призводить до істотної зміни мікроструктури сплаву. Наночастки карбонітрида титану є додатковими центрами кристалізації. Формування при модифікуванні мілкозерної структури і зміцненого твердого розчину призводить до підвищення механічних та експлуатаційних властивостей сплаву, що має важливе практичне значення.*

**Ключові слова:** модифікування, нікелевий сплав, наноконпозиції, мікроструктура, механічні та експлуатаційні властивості.

#### **N.E. Kalinina, A.E. Yukhymenko, V.T. Kalinin. An integrated modification of difficultdoped heat resistance of alloys**

*The studies on the modification of multicomponent nickel alloy ZhS3DK-VI for gas turbine engine blades found that the introduction of complex modifier based nanopowder titanium carbonitride in the melt leads to a substantial change in the microstructure of the alloy. Nanoparticles of titanium carbonitride are additional crystallization centers. Formation of the modification finegrained structure and solid solution hardening increases the mechanical and performance properties of the alloy, which is of practical importance.*

**Keywords:** modification, a nickel alloy, nanocomposite, microstructure, mechanical and performance properties.

УДК 621.452.3

А.Я. КАЧАН<sup>1</sup>, В.А. ТИТОВ<sup>2</sup>, В.Ф. МОЗГОВОЙ<sup>3</sup>, С.А. УЛАНОВ<sup>1</sup><sup>1</sup> Запорожский национальный технический университет, Запорожье,<sup>2</sup> Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев,<sup>3</sup> АО «МОТОР СИЧ», Запорожье

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА НЕСУЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВАЛОВ КОМПРЕССОРОВ ГТД

*Представлены результаты экспериментальных исследований отделочно-упрочняющей обработки валов компрессоров ГТД алмазным выглаживанием и в псевдоожигенном абразиве с применением воздушных струй.*

**Ключевые слова:** валы компрессора, алмазное выглаживание, обработка в псевдоожигенном абразиве, воздушные струи, предел выносливости, длительная прочность, шероховатость, микротвердость, микроструктура, остаточные напряжения.

### Введение

Повышение надежности и ресурса наиболее ответственных деталей ГТД является важнейшей задачей современного авиадвигателестроения, так как от их эксплуатационных характеристик зависит эффективность авиационных силовых установок, и в целом, летательных аппаратов.

Формирование высоких эксплуатационных характеристик ответственных деталей ГТД на стадии их производства обеспечивается применением прогрессивных технологий формообразования несущих поверхностей. К параметрам качества несущих поверхностей деталей ГТД относят: шероховатость, волнистость, физико-механические свойства поверхностного слоя, остаточные напряжения, степень упрочнения, микроструктуру поверхностного слоя и др. [1, 2].

В процессе эксплуатации наиболее ответственные детали ГТД подвергаются циклическим нагрузкам, что приводит к их разрушению из-за усталости материала. Поэтому интегральной характеристикой качества этих деталей является предел выносливости, который является основной характеристикой усталости материала и зависит от применяемой технологии и технологической наследственности операций их изготовления [3].

Наиболее эффективными технологическими методами, обеспечивающими повышение сопротивления усталости материала деталей, являются финишные операции, которые формируют в поверхностном слое несущей поверхности оптимальное сочетание параметров качества.

При этом, в зависимости от конструкции деталей, их конструктивных параметров, применяемых материалов, эксплуатационных

факторов, воздействующих в процессе эксплуатации, и технологии их изготовления процессы формирования параметров качества их несущих поверхностей имеют свои технологические особенности.

### Цель работы

Установить основные технологические особенности формирования параметров качества несущих поверхностей валов компрессоров ГТД алмазным выглаживанием и обработкой в псевдоожигенном абразиве, обеспечивающими повышение их выносливости.

### Содержание и результаты исследований Алмазное выглаживание валов компрессоров ГТД

Валы ГТД работают в условиях высоких частот вращения (15000...45000 об/мин), циклических нагрузок и повышенных температур.

К валам ротора компрессора относят: валы вентилятора, КНД, КСД, КВД, геометрические размеры которых соответственно: длина 2050...2840 мм, диаметр 240...300 мм; длина 240...1215 мм, диаметр 430...285 мм; длина 620...1650 мм; диаметр до  $\approx$  480 мм; длина 195...500 мм; диаметр 280...595 мм.

Валы вентилятора, КНД, КСД изготавливают из сплава Х12НМБФ-Ш (ЭП609-Ш), а валы КВД из сплавов Х77ТЮР-ВД (ЭИ437БУ-ВД), ХН73МБТЮ-ВД (ЭП698-ВД).

Конструктивными особенностями валов является то, что они являются полыми и тонкостенными. Минимальная толщина стенок  $\delta_{ст} = 1,64, 0$  мм. Разностенность не более 0,1...0,2 мм. Шероховатость рабочих поверхностей валов  $R_a = 0,8$  мкм, а посадочных мест подшипников –  $R_a = 0,8...0,4$  мкм.

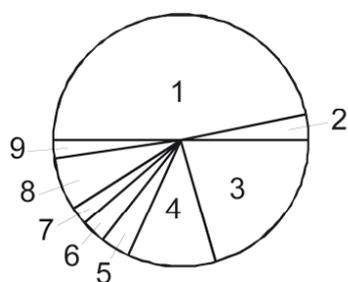
Заготовками валов являются полые штамповки, которые получают на КГШП и ротационной вытяжкой на горизонтально-раскатном стане.

Проявление технологической наследственности после механической обработки тонкостенных валов из сплава ЭИ437БУ-ВД характеризуется недостаточными уровнями пределов выносливости, а также их значительной нестабильностью как после каждой из этих операций, так и после проведения всего технологического цикла.

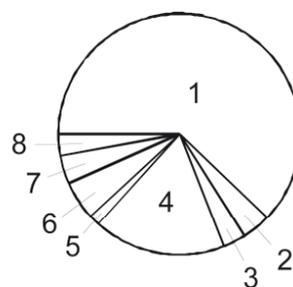
Низкий уровень эксплуатационных свойств валов и разброс их значений после выполнения основных технологических операций (точения, шлифования, ручного полирования) обусловлены наличием и нестабильностью значений в поверхностном слое растягивающих напряжений, наклепа и микронеровностей поверхности [4].

Наибольший вклад в повышение выносливости валов обеспечивается на финишных технологических операциях за счет формирования рационального сочетания параметров качества поверхностного слоя наружных и внутренних поверхностей их стенок. Наибольшее распространение получили методы финишной обработки валов алмазным выглаживанием и обработка свободным абразивом, находящимся в псевдооживленном состоянии, с применением воздушных струй.

Структура типовых технологических процессов и трудоемкости изготовления серийных валов роторов компрессора ГТД показана на рис. 1 [4].



1 – Токарные	– 45,9%
2 – Фрезерная	– 3,5%
3 – Сверлильные	– 23,6%
4 – Шлифовальные	– 14,4%
5 – Зубофрезерная	– 2,8%
6 – Слесарные	– 2,1%
7 – Полировальная	– 1,4%
8 – Упрочняющая	– 5,5%
9 – Прочие	– 0,8%



1 – Токарные	– 60,4%
2 – Шлифовальные	– 4,1%
3 – Притирочные	– 3,3%
4 – Сверлильные	– 20,7%
5 – Фрезерные	– 1,2%
6 – Полировальные	– 4,7%
7 – Слесарные	– 3,0%
8 – Прочие	– 2,6%

Рис. 1. Структура типовых технологических процессов и трудоемкости изготовления валов компрессора ГТД: а – вал ротора вентилятора; б – вал ротора КВД

В процессе выглаживания образцов из стали Х12НМБФ-Ш алмазным наконечником с  $R_{\phi} = 2,5\text{мм}$  шероховатость уменьшается от  $R_a = 3,21,6\ \mu\text{м}$  до  $0,8 \geq R_a \geq 0,4\ \mu\text{м}$  в диа-

пазоне подач  $S = 0,080,15\ \text{мм/об}$  и усилия выглаживания  $P = 100\ \text{Н}$ .

Поверхность фрагмента детали после алмазного выглаживания показана на рис.2 [5].



а



б

Рис. 2. Фактура поверхности фрагмента детали после алмазного выглаживания: а – наружная ( $\times 10$ ); б – внутренняя ( $\times 10$ )

Распределение микротвердости на образцах сплава Х12НМБФ-Ш после алмазного выглаживания инструментом с  $R_{\phi} = 2,5$  мм с усилием 150 Н и подачей  $S = 0,15$  мм/об показано на рис. 3.

В процессе алмазного выглаживания, вследствие пластического деформирования, происходит дробление исходного зерна материала. Величина этой зоны достигает 40...60 мкм (рис. 4).

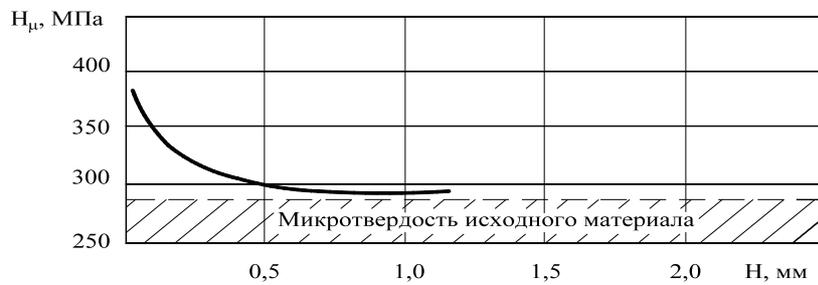


Рис. 3. Распределение микротвердости в поверхностном слое после алмазного выглаживания

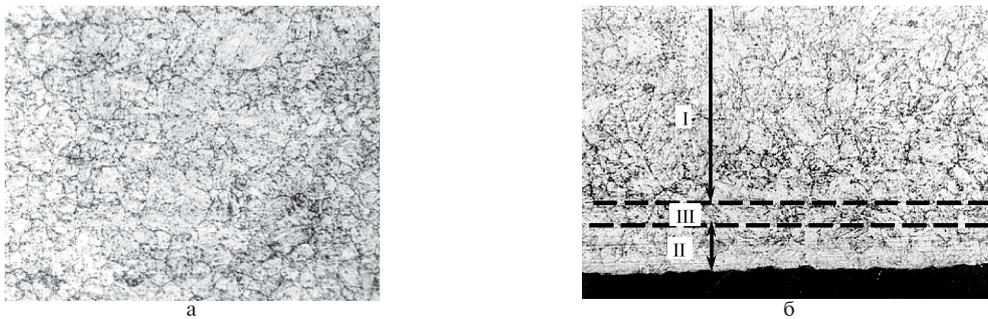


Рис. 4. Микроструктура поверхностного слоя после алмазного выглаживания:

а - внутреннее сечение; б - область поверхностного слоя;  
I - зона исходной структуры; II - зона дробления исходного зерна при пластической деформации;  
III - переходная зона деформаций.

Режимы обработки  $P = 100$  Н;  $S = 0,08$  мм/об;  $V = 63$  м/мин;  $R_{\phi} = 2,5$  мм

После алмазного выглаживания формируются остаточные напряжения сжатия с глубиной распространения до 400...450 мкм (рис. 5).

Наибольший эффект упрочнения достигается на режимах, для которых предел выносливости составляет 470 МПа, что соответствует коэффициенту упрочнения  $\gamma = 1,57$  (табл. 1)

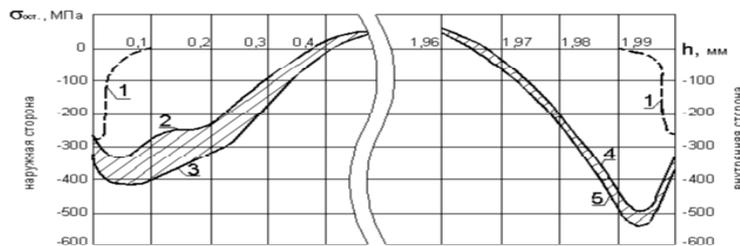


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений по толщине стенки фрагмента детали ( $\delta = 2$  мм):

1 - для шлифованных наружной и внутренней поверхностей;  
2,3 - границы изменения остаточных напряжений на наружной стороне;  
4,5 - границы изменения остаточных напряжений на внутренней стороне



Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований шероховатости поверхности образцов из валов КВД (материал валов – сплав ЭИ 437БУ-ВД), остаточных напряжений и испытаний на усталость

Вариант обработки	Удаленный припуск, $\Delta\delta$ , мкм	Шероховатость, $R_a$ , мкм	Остаточные напряжения, $\sigma_{\max}^{\text{ост}}$ , МПа	Предел выносливости, $\sigma_{-1}$ , МПа
1.Т	--	2,0/2,0	+250,0/+250,0	260,0
2.Одновременная двухсторонняя обработка наружных и внутренних поверхностей Т+ПСА	18,0/17,0	0,5/0,550,60	-390,0/-410,0	320,0
3.Т+Ш		0,5/0,5	-190,5/-150,0	280,0
4.Одновременная двухсторонняя обработка наружных и внутренних поверхностей Т+Ш+ПСА	7,0/6,0	0,3/0,550,4	-370,5/-390,0	360,0

Примечания: 1.Т – токарная обработка; Ш – шлифование; ПСА – обработка в псевдооживленном абразиве;

2.Данные в числителе – для наружной поверхности стенки вала, в знаменателе – для внутренней поверхности.

Распределение осевых остаточных напряжений по толщине стенки

( $h_{\text{ст.}} = 1,8$  мм) вала из сплава ХН77ТЮР-ВД показано на рис. 8.

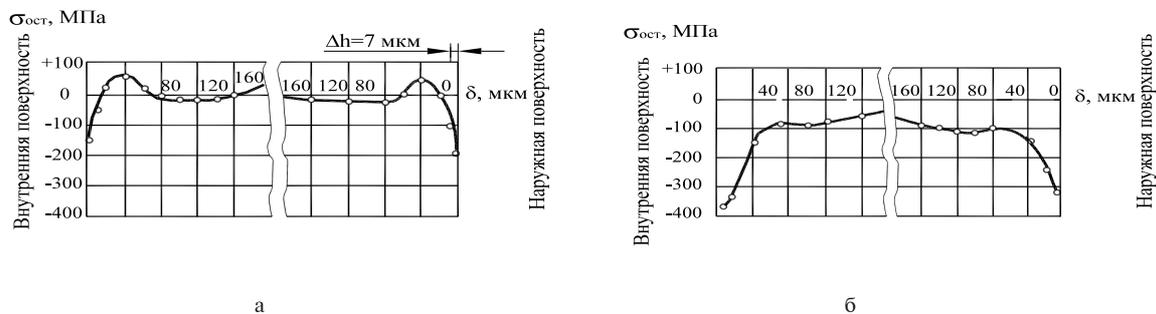


Рис. 8. Распределение осевых остаточных напряжений по толщине стенки ( $h_{\text{ст.}} = 1,8$  мм) вала из сплава ХН77ТЮР-ВД:

а – после операций точения + шлифования (Т+Ш):  $R_a^{\text{исх}} = 0,5...0,6$  мкм;

б – после одновременного двухстороннего полирования наружной и внутренней шлифованных поверхностей

( $R_a^{\text{исх}} = 0,5...0,6$  мкм):  $R_a = 0,300,4$  мкм;  $\sigma_{-1} = 360,0$  МПа. Условия обработки: время обработки –  $t = 15,0$  мин,

$V_d = 23,0$  м/с; абразивное зерно 14А40;  $h_a = 15,0$  мм;  $L_{y.c.} = 60,0$  мм;  $b_c = 1,0$  мм;  $\alpha = 25^\circ$ ;  $R_{\text{ос.п}}^{\text{изб}} = 0,17$  МПа

Остаточные напряжения сжатия распространяются на глубину 160...200 мкм.

Предел выносливости материала валов после Т+ПСА составляет  $\sigma_{-1} = 320$  МПа, а после (Т+Ш +ПСА) –  $\sigma_{-1} = 360$  МПа. При этом, повышение предела выносливости после Т составляет  $\approx 23\%$ , а после (Т+Ш) –  $\approx 28\%$  в сравнении с их исходными значениями соответственно 260 МПа и 280 МПа.

Результаты исследований влияния различных вариантов обработки валов КВД из сплава ЭИ437БУ-ВД на уровень механических свойств ( $\sigma_B, \sigma_S, \delta$ ) и длительную прочность образцов из валов показывают, что после операций Т+ПСА и Т+Ш+ПСА уровень их выше, чем образцов из валов, обработанных по серийной технологии (Т, Т+Ш) (табл. 3).

Механические свойства и длительная прочность в зависимости от вида обработки

Вид обработки	Механические свойства при T = 25 °C			Длительная прочность, τ		
	σ <sub>B</sub> , МПа	σ <sub>S</sub> , МПа	δ, %	σ, МПа	T, °C	τ, час
Т	1052,0	677,0	24,0	750	550	230
	1064,0	669,0	25,6	750	550	322
Т+Ш	1050,0	679,0	24,8	750	550	550
	1072,0	670,0	28,8	750	550	250
Т+ПСА	1084,0	700,0	31,5	750	550	350
	1073,0	691,0	29,5	750	550	315
Т+Ш+ПСА	1089,0	710,0	32,0	750	550	372
	1080,0	700,0	30,5	750	550	340
Нормы 36ТУ-77	≥ 1000	≥ 680	≥ 13	750	550	≥ 300

Примечание. Материал – сплав ЭИ 437БУ-ВД; Т – точение;

Ш – шлифование; ПСА – обработка в псевдооживленном абразиве.

### Заключение

Но основе проведенных исследований и полученных результатов установлены основные технологические особенности формирования параметров качества несущих поверхностей валов компрессоров ГТД.

Наиболее эффективными методами отделочно-упрочняющей обработки пустотелых тонкостенных валов компрессоров являются алмазное выглаживание и обработка в псевдооживленном слое абразива с применением воздушных струй.

### Литература

1. Сулима А.М. Качество поверхностного слоя и усталостная прочность деталей из жаропрочных и титановых сплавов / Сулима А.М., Евстегнеев М.И. – М.: Машиностроение, 1974. – 256 с.

2. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. – М.: Машиностроение, 1988. – 273 с.

3. Богуслаев В.А. Технологическое обеспечение и прогнозирование несущей способности деталей ГТД / Богуслаев В.А., Яценко В.К., Притченко В.Ф. – К.: Манускрипт, 1993. – 333 с.

4. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Валы ГТД. Часть IV. Монография / [Богуслаев В.А., Качан А.Я., Титов В.А. и др.] – Запорожье: АО «МОТОР СИЧ», 2014. – 291 с.

5. Формирование поверхностного слоя деталей выглаживанием с ультразвуковым нагружением. Монография. / [Богуслаев В.А., Титов В.А., Качан А.Я. и др.] – Запорожье, АО «МОТОР СИЧ», 2012. – 236 с.

Поступила в редакцию 20.06.2014

### О.Я. Качан, В.А. Титов, В.Ф. Мозговий, С.О. Уланов. Технологічні особливості формування параметрів якості несучих поверхонь валів компресорів ГТД

*Представлено результати експериментальних досліджень обробно-зміцнювальної обробки валів компресорів ГТД алмазним вигладжуванням і в псевдозрідженому абразиві із застосуванням повітряних струменів.*

**Ключові слова:** вали компресора, алмазне вигладжування, обробка в псевдозрідженому абразиві, повітряні струмені, границя витривалості, тривала міцність, шорсткість, мікротвердість, мікроструктура, залишкові напруги.

### A.Ya. Kachan, V.A. Titov, V.F. Mozgovoy, S.A. Ulanov. Technological aspects of quality parameters configuration for load-bearing surfaces of gas-turbine engine compressor shafts

*Presented are the results of experimental investigations of finishing-and-strengthening treatment of gas-turbine engine compressor shafts by diamond smoothing and by processing in abrasive fluidized bed with the use of air jets.*

**Key words:** compressor shafts, diamond smoothing, processing in abrasive fluidized bed, air jets, durability limit, long-time strength, surface roughness, microhardness, microstructure, residual voltages.

УДК 539.4.016:621.831

А.А. КОЛОС

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

## УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ОЧИСТКА ДЕТАЛЕЙ ВО ФРЕОНОВЫХ КОМПОЗИЦИЯХ

*Рассмотрена задача по определению ряда преимуществ и ключевых моментов ультразвуковой очистки (УЗО) деталей во фреоновых композициях. Предложены конструкции ранее используемых в производстве ультразвуковых установок. Выполнена сравнительная идентификация моющих смесей относительно их компонентов. Предложена методика, оправдывающая изменения частот в режимах работы как магнитострикционных, так и фарфоровых вибраторов УЗО установок. Определены несколько приоритетных направлений исследования частотных гармоник процесса УЗО — это зарождение и формирование лидеров-пузырьков, которые образуются в жидкой среде, плотность которой должна быть определенной, также как и температура жидкости. Резонансная частота колебаний, вследствие которой происходит самопоглощение или самозахлопывание лидеров пузырьков рассматривается отдельно, так как процесс бомбардировки поверхности детали является относительно бесконтрольным процессом.*

**Ключевые слова:** кавитация, концентратор колебаний, конденсация, ультразвуковые установки, лидер пузырька, углеводороды, регенерация, токсичность, интенсифицирование, растворы, температурный режим, адгезия, ультразвуковые поля, преобразователь, утилизация, производительность, автоматизация, механизация, степень очистки, акустические поток, качество, характеристика установки.

### Введение

Качество и надежность изделий находятся в прямой зависимости от степени их очистки от различного вида загрязнений. В настоящее время на заводах очистка в производственном цикле является узким местом, осуществляется, как правило, вручную с использованием токсичных пожароопасных растворителей.

Основные преимущества ультразвуковой очистки перед всеми известными методами удаления загрязнений — высокое качество, отсутствие ручного труда, а также исключение пожароопасных токсичных растворителей.

В последнее время актуально направление в технологии ультразвуковой очистки. Это использование галогенопроизводных углеводородов, в частности композиций на основе трифтортрихлорэтана (фреон-113) и тетрафтордибромэтана (фреон 114В-2). Основное преимущество этих композиций в том, что они обладают меньшей токсичностью и полной пожаро- и взрывобезопасностью в сравнении с широко применяемыми в промышленности растворителями типа бензина. Кроме того, некоторые свойства упомянутых фреонов (малая теплота испарения, высокая плотность пара) позволяют применять в установках УЗО такие эффективные технологические циклы, как например, очистка в парах и обрызгивание чистым конденсатом.

Применение регенерации фреонов позволяет их многократно использовать, сокращая тем самым расход моющих сред.

В настоящей статье обобщен опыт промышленного использования фреоновых композиций при ультразвуковой очистке, дано изложение технологических процессов, применяемых при работе с фреонами, приведено детальное описание ультразвукового оборудования, предназначенного для работы с фреонами.

### 1. Формулирование проблемы, как выбрать способ очистки

Проблема выбора способа очистки изделий составляет отдельный вопрос, который основывается на степени качества очистки поверхностей изделий. Поэтому практическое выполнение опытных работ для сравнения качества очистки должно проводиться между двумя или тремя известными видами УЗО-растворами: хромпика с водой и содой; раствором щелочей, керосином, бензином, содой.

Промывка деталей производится либо путем погружения на длительное время в раствор или промывкой струями под давлением. Таким образом, для снижения основного времени операции промывки путем погружения рекомендуется применять при незначительном количестве деталей. Поэтому целесообразно пользоваться струйными моечными машинами (рис. 1); промывка в них происходит во много

раз быстрее, чем в обычных ваннах. После отмывки непрочных отложений в щелочном растворе детали необходимо промыть в подогретом фреоне или водном растворе хромпика 0,1-0,3%.

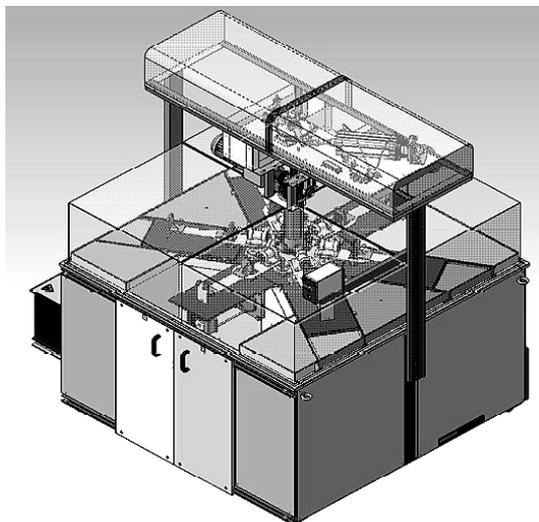


Рис. 1. Карусельная установка ультразвуковой очистки

Затем просушить и направить на очистку от прочных отложений. В свою очередь не нуждающиеся в очистке детали окончательно промыть в бензине и направить на контроль. Эти способы могут применяться как в отдельности, так и в комбинации друг с другом. Процесс промывки деталей может быть интенсифицирован ультразвуковым воздействием.

Распространение получили следующие разновидности мойки погружением:

- 1) при температуре растворителя ниже нормальной точки кипения;
- 2) в кипящем растворе при нормальных условиях;
- 3) в перегретом кипящем растворе.

## 2. Анализ последних исследований и публикаций

Знание характера загрязнений является решающим фактором при выборе или разработке технологических процессов очистки и обеспечивает возможность получения высокой степени очистки деталей.

Ультразвуковая очистка — сложный физико-химический процесс, включающий развитие кавитации и акустических потоков в очищаемой жидкости, действие которых приводит к разрушению загрязнений и способствует эмульгированию жировых примесей. Если загрязненную деталь поместить в жидкость и облучить ультразвуком, то под действием ударной волны, возникающей при захлопывании кавитационных пузырьков, поверхность детали очистится от грязи. Кроме того, в жидкости

возникает много пузырьков, не связанных с кавитационными явлениями. Эти пузырьки проникают в поры, щели и зазоры между загрязнениями и поверхностью детали. Под действием ультразвуковых колебаний пузырьки интенсивно колеблются, также вызывая разрушение верхнего загрязняющего слоя. Решающее значение имеют ультразвуковая кавитация и акустические потоки.

Условно в [1] определено пять разновидностей разрушений загрязнений с помощью ультразвука: отслоение, эмульгирование, эрозия, гидроабразивное разрушение и растворение. Разрушение, отделение и растворение пленки загрязнений при ультразвуковой очистке происходят в результате совместного действия химически активной среды и факторов, возникающих в жидкости под влиянием приложенного акустического поля. Одни факторы действуют на процесс очистки непосредственно, другие — через специфические ультразвуковые эффекты.

Из литературы [1] известно, что рабочие частоты порядка 18-44 кГц соответствуют оптимальным условиям формирования кавитационной области — главного фактора, определяющего эффективность очистки при использовании моющих растворов, физические характеристики которых (плотность, вязкость) сопоставимы с характеристиками для воды. Также из [2] известно, что для очистки металлической поверхности можно использовать ультразвук частотой 20-30 кГц на установках (рис.2).



Рис. 2. Установка моечная ультразвуковая серии DGM.QX

Эффективность ультразвуковой очистки зависит от выбора многих параметров, в том числе физико-химических свойств моющей жидкости. Для правильного выбора растворов также необходимо учитывать характер загрязнений: степень их адгезии к очищаемой поверхности, химическое взаимодействие с моющим раствором, кавитационную стойкость.

Успешное проведение процесса ультразвуковой очистки возможно лишь при использовании основных эффектов, возникающих в ультразвуковых полях; звукового давления, кавитации, акустического течения, звукокапиллярного эффекта, радиационного давления. Из вышеперечисленных эффектов наибольшее влияние на процесс очистки оказывает ультразвуковая кавитация. Микроударное воздействие захлопывающихся пузырьков способствует разрушению окалины и загрязнений, обладающих высокой адгезией к поверхности, а пульсирующие пузырьки проникают под пленку загрязнений (окалины), отслаивая ее и ускоряя процесс очистки [1].

К основным параметрам ультразвуковой очистки относятся выбор растворов и температурный режим обработки.

При этом характер поверхностных загрязнений определяется по следующим признакам:

способности противостоять микроударному действию кавитации, т. е. по тому, является ли поверхностная пленка кавитационно-стойкой или кавитационно-нестойкой. В тех случаях, когда кавитационная стойкость загрязнений выше кавитационной стойкости материала, во избежание повреждения очищаемых деталей ультразвуковую очистку применять не рекомендуется; прочности связи пленки загрязнения с очищаемой поверхностью. По этому признаку подбирают продолжительность воздействия ультразвука и его интенсивность; химическому взаимодействию загрязнения с моющей жидкостью, т. е. позволяет определить возможность растворения загрязнений в моющих растворах. Для водных растворов технических моющих средств (ТМС) оптимальной является температура 40-60 °С. При более низкой температуре снижается химическая активность раствора, а при более высокой — повышается упругость пара внутри кавитационной полости, что приводит к снижению интенсивности кавитационного воздействия.

### 3. Постановка задачи исследования

При мойке обрызгиванием на детали направляют струи чистого растворителя. Этот способ особенно эффективен при удалении механических загрязнений, не растворимых в моющей жидкости, например абразивных частиц. Мойка обрызгиванием может быть интенсифицирована ультразвуковым воздействием.

Недостаток обрызгивания — трудно направить струю растворителя, пары кипящего растворителя конденсируются на холодной поверхности очищаемой детали. Недостаток способа состоит в том, что нерастворимые частицы часто не удаляются с растворимыми

загрязнениями. На практике для устранения недостатков, присущих вышеупомянутым способам, применяют различные комбинации, например очистку погружением с очисткой обрызгиванием, либо очистку конденсацией в парах.

Иногда используют все три способа, например, вначале очищают деталь погружением в кипящий моющий раствор, затем обрызгивают холодным растворителем и в заключение конденсируют пары кипящего растворителя на поверхности деталей.

Возможны и другие комбинации этих способов. Технологические процессы с использованием моющих жидкостей на основе фреонов применяют в случаях, когда требуется обеспечение высокой степени очистки деталей агрегатов и датчиков.

### 4. Обоснование процесса ультразвуковой очистки изделий

Эффект УЗО очистки с использованием фреонов зависит не только от растворителей, но и от оборудования, в котором производится этот процесс по выбранной технологии.

В зависимости от формы, размеров и количества очищаемых деталей за один рабочий цикл применяют различные способы расположения ультразвуковых преобразователей относительно очищаемых деталей или стенок рабочей ванны:

- 1) преобразователь встроен в одну из боковых стенок рабочей ванны (УЗФ-1);
- 2) преобразователь встроен в дно рабочей ванны (УЗФ-2 и УЗФ-3);
- 3) преобразователи расположены сверху и снизу очищаемых деталей (УЗО-2);
- 4) преобразователи встроены в дно и боковую стенку ванны (УОФ-2); преобразователь прижат к очищаемой детали (РОУТ-1);
- 5) преобразователь привинчен к детали.

Приведем обоснование этого материала и дадим ответы согласно процессу: во-первых, когда на очищаемых деталях мало грязи и требуется малое число циклов очистки, достаточно эффективной является ультразвуковая очистка с использованием одной ванны для очистки в холодном или кипящем растворителе (УЗО-2).

Во-вторых, при обработке сильно загрязненных деталей требуется несколько циклов очистки. В таких случаях обычно используют многокамерные ультразвуковые установки различной конструкции.

В-третьих, в них наряду с ультразвуковой очисткой предусмотрены — камеры, в которых производится очистка в кипящем растворителе и обработка паром. При этом паровая камера служит одновременно греющей камерой.

По характеру технологического процесса используют установки для ультразвуковой очистки непрерывного действия, т.е. как правило, с помощью конвейерной ленты. Эти установки производительнее и используются для обработки деталей крупносерийного производства.

В зависимости от загрязнений деталей технологический процесс очистки может выглядеть следующим образом и состоять из следующих циклов очистки:

1) очистка в кипящем растворителе; ультразвуковая очистка; очистка в парах, сушка;

2) ультразвуковая очистка; очистка в парах, сушка;

3) смачивание в холодном растворителе; ультразвуковая очистка; очистка в парах, сушка;

4) ультразвуковая очистка; очистка в кипящем растворителе;

5) очистка в кипящем растворителе; очистка в кипящем растворителе без ультразвука; очистка в кипящем растворителе;

6) очистка в кипящем растворителе; смачивание в холодном растворителе без ультразвука; очистка в парах.

Изучим полученные результаты, таким образом, первый цикл наиболее предпочтительней. Циклы два и три применяются в случаях, когда очистка ведется от термореактивных загрязнений, которые полимеризуются в кипящем растворителе.

Цикл четыре возможно использовать для вымывания из углубления в деталях загрязнений, отслоенных от их поверхности загрязнений при воздействии ультразвука. В этом случае конденсат собирается в отдельную секцию.

Безопасность очистки должна обеспечиваться вентиляционными устройствами. В случае прорвавшихся выше холодильника паров растворителя предусматривается отсос их с последующим выбросом в атмосферу, что приводит к загрязнению атмосферы. Поэтому предпочтительнее замкнуть систему вентиляции.

Есть недостатки при контактном методе размещения нагревателей в ванне с растворителем либо закреплении на стенке ванны с наружной стороны. Они заключаются в том, что возможен местный нагрев и перегрев растворителя.

Поэтому способ передачи тепла через промежуточную среду, нагреваемую посторонним источником тепла, наиболее предпочтителен.

### 5. Выводы исследований вопроса по ультразвуковой очистке деталей

Эффективность конструкции ультразвуковой установки во многом зависит от рас-

положения акустических преобразователей в рабочем объеме.

Количество рабочих ванн должно позволять выполнить ультразвуковую очистку деталей соответственно поэтапной степени очистки и рекомендуемым технологическим циклам.

Для механизации и автоматизации ультразвуковой очистки используются такие устройства как конвейерные ленты, загрузочные бункеры, регуляторы режимов рабочего цикла установок, термометры, барометры, регенерационные емкости и сливы, приточные и вытяжные вентиляции, освещение, краны балки, т.д. Эти устройства должны быть предусмотрены, согласованы технологами во время разработки участка ультразвуковой очистки.

Условия безопасности это основное преимущество ультразвуковой очистки, перед всеми известными методами удаления загрязнений.

Высокое качество, например, при прополаскивании на поверхности деталей остается до 80% загрязнений, при вибрационной очистке 50%, при ручной 20%, а при ультразвуковой очистке 0,5%. Перспективными являются задачи исключения ручного труда, регенерации и утилизации отходов производства, исключение пожароопасных токсичных растворителей.

### Литература

1. Агранат, Б.А. Ультразвуковая технология [Текст] / Б.А. Агранат. — М.: Машиностроение — М, 1984. — 503 с.

2. Лисовская Э.П. Физико-химические методы очистки поверхностей деталей и узлов в судостроении [Текст]/Э.П. Лисовская, Л.Я. Понилов. — Л.: Судостроение, 1983. — 199 с.

3. Розенберг Л.Д. Физические основы ультразвуковой технологии [Текст] / Л.Д. Розенберг. — М.: Наука — М, 1990. — 686 с.

4. Пономарев А.Д. Ремонт авиационных двигателей [Текст] /А.Д. Пономарев. — Х.:ВВИА им. проф.Н.Е. Жуковского — Х, 1980. — 240 с.

5. Бронин Ф.А. Установки серии УЗВФ [Текст] / Ф.А. Бронин. — М. : Наука — М, 1998. — 47 с.

6. Мойка изделий трихлорэтиленом и другими хлорированными растворителями. Институт научно-технической информации и технико-экономических исследований Эстонии [Текст]. — Талин, 1980. — 45 с.

7. Донской А.В. Ультразвуковые электро-технические установки [Текст]/ А.В. Донской, О.К.Келлер.— М.: Энергия — М, 1978.— 275 с.

*Поступила в редакцию 26.03.2014*

**О.А. Колос. Ультразвукова очистка деталей у фреонових композиціях**

*Розглянута задача з використання ряду переваг та ключових моментів ультразвукової очистки (УЗО) деталей у фреонових композиціях. Запропоновані конструкції раніше використаних у виробництві ультразвукових установок. Виконана порівнювальна ідентифікація миючих сумішей відносно їх компонентів. Запропонована методика виправдовуюча зміну частот у режимах роботи, як магнітострикційних, так і фарфорових вібраторів УЗО установок. Визначені декілька переважних напрямків дослідження частотних гармонік процесу УЗО – це народження та формування лідерів бульбашок, які утворюються в рідкій середі, щільність якої повинна бути визначеною, також як і температура рідини. Резонансна частота коливань, внаслідок, якої проходить самопоглинання чи самозачинення лідерів бульбашок розглядається окремо, так як процес бомбардування поверхні деталі є відносно безконтрольним процесом.*

**Ключові слова:** кавітація, концентратор коливань, конденсація, ультразвукові установки, лідер бульбашка, вуглеводороди, регенерація, токсичність, інтенсифікування, суміш, температурний режим, адгезія.

**A.A. Kolos. The ultrasound clearing in freon-compositions**

*The article considers the problem of defining a number of advantages and key moments for ultrasound clearing of parts in Freon-compositions. The designs of ultrasound units, used in the earlier production, are proposed. The comparative identification of cleaning mixtures in regard to their components is conducted. The method justifying frequency changes in regimes working in the magnetic field as well as the china vibrators of ultrasound units is offered.*

*Some prior directions of researching ultrasound unit frequency wave series are defined, such as: emergence and formation of bubble leaders formed in a liquid environment, which density must be definite, as well as the temperature of liquid. Resonance frequency vibration resulting in self absorption or self-covering of bubble leaders is viewed separately, as the bombardment process of the detail surface is relatively uncontrolled.*

**Key words:** cavitation, fluctuations concentrator, condensation, ultrasound units, bubble leader, hydrocarbons, regeneration, toxicity, intensification, solutions, temperature regime, adhesion.

УДК 669.245.018.044:620.193.53

**А.А. КРАВЕЦ, Е.И. ГОРДИЕНКО, О.А. КОРОГОД, В.Г. ПРОЧАН**

*Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро  
«Прогресс» им. академика А.Г.Ивченко, Украина*

## **ПОЛУЧЕНИЕ ПРИРАБАТЫВАЕМОГО ЖАРСТОЙКОГО ПОКРЫТИЯ НА ПРОСТАВКАХ ТК МЕТОДОМ HVOF**

*В настоящей статье рассмотрено получение прирабатываемого жаростойкого покрытия  $CoNiCrAlY$  методом высокоскоростного газопламенного напыления HVOF на проточной поверхности проставки турбины компрессора (ТК) газотурбинного двигателя. Рассмотрены преимущества данного способа нанесения покрытий по сравнению с другими методами газотермического напыления. Изучены особенности микроструктуры полученного покрытия и такие основные характеристики, как твердость и жаростойкость, обеспечивающие его работоспособность до  $1040^{\circ}C$ . Проведены испытания, подтверждающие высокий уровень свойств полученного покрытия.*

**Ключевые слова:** жаростойкие покрытия, высокоскоростное газопламенное напыление, твердость, микроструктура, термоциклирование, проставка.

### **1. Введение**

В настоящее время актуальной задачей является поиск новых способов нанесения покрытий на детали газотурбинных двигателей. Одним из таких методов является высокоскоростное газопламенное нанесение HVOF. Преимуществами высокоскоростного газо-пламенного метода по сравнению с другими методами газотермического напыления являются достаточно высокая скорость частиц (до 750 м/с) и минимальная пористость получаемого покрытия (1 – 4%) [1,2]. На нашем предприятии используется оборудование HV-50 фирмы Flame Spray Technologies для нанесения покрытий методом HVOF с пистолетом JP-5000 (Tafa-Praxair, USA). Внешний вид устройства приведен на рисунке 1.

В сверхзвуковой распылительной системе JP-5000 используются простые и эффективные решения для создания высокого давления в камере сгорания и получения покрытий высокого качества.

Преимущества покрытий:

- высокая и регулируемая плотность покрытий;
- высокая и регулируемая твердость покрытия;
- высокая адгезия;
- получение покрытия толщиной более 12,7 мм.

Кроме того, у JP-5000 время напыления в четыре раза меньше, чем у обычных систем HVOF. Такое резкое увеличение скорости распыления и производительности JP-5000 определяет его в новую категорию оборудования HVOF: сверхзвуковое распыление высокого давления. (HP/HVOF) [3].

Система JP-5000 включает в себя пистолет, пульт управления и порошковый питатель. Каждый элемент оптимизирован, для получения высококачественных надежных и повторяемых покрытий.

Пистолет JP-5000 является сердцем системы. Большие инженерные усилия были направлены на разработку и тестирование данного устройства. Результатом является уникальная конструкция, которая обеспечивает значительно более качественное покрытие. Главный момент в конструкции, это радиальная подача порошка. Порошок вводят за соплом сгорания. Подача порошка в эту область более низкого давления способствует лучшему перемешиванию порошка, более равномерному нагреву, меньшему окислению и высоким скоростям частиц. Частицы имеют более низкую кинетическую энергию, но равномерно распределенную температуру по сравнению с другими орудиями HVOF [4,5].



Рис. 1. Внешний вид устройства JP-5000

Уникальная конструкция JP-5000 генерирует высокое давление сгорания до 8,2 Бар (против 2-4 Бар в других HVOF) и превосходную ско-

рость газа 2,190 м/сек (против 1,460-1,800 м/с в других). Это приводит к более высокой твердости и плотности покрытий [6].

Эти конструктивные особенности позволяют использовать порошки большего гранулометрического размера. В большинстве случаев это позволит снизить стоимость порошков. Основное преимущество более крупных частиц, в том что они имеют меньшую площадь поверхности, что снижает окисление и уменьшает уровень кислорода в покрытии. Эффективное водяное охлаждение позволяет работать в течение длительного периода. В отличие от некоторых HVOF температура охлаждающей воды не является критическим фактором качества покрытия.

JP-5000 — это экономичное устройство, которое работает на керосине или эквивалентном топливе.

При использовании данной системы можно выделить такие способы экономии денег: затраты на топливо ниже, так как керосин, как правило, доступнее и по ценам ниже пропилена или водорода. Скорость распыления JP-5000 может быть увеличена до 9,1 кг в час, таким образом, вы нанесете больше покрытия за меньшее время. Важно отметить, что на качество покрытия не влияют более высокие темпы распыления. Типичная эффективность осаждения в размере 0,025 мм за один проход более чем в два раза выше, чем у других систем HVOF. Это обеспечивает проработку большего количества деталей, при меньших трудозатратах [7].

Типичные материалы, применяемые при напылении — порошки карбидов, MeCrAlY, сплавы никеля и железа [8].

## 2. Формулирование проблемы

Актуальной задачей является получения металлических покрытий MeCrAlY с помощью высокоскоростного напыления, которые наносятся на проточные поверхности проставок ТК газотурбинных двигателей из сплава ЭП648-ВИ для обеспечения их жаростойкости и достаточной прирабатываемости. Одним из важных преимуществ технологии является формирование в получаемых покрытиях напряжений растяжения, что позволяет получать более толстые покрытия, чем при других технологиях напыления.

## 3. Материалы исследования и его результаты

На нашем предприятии отработана технология нанесения покрытия системы CoNiCrAlY на проставки ТК. Химический состав порошка: Ni 32.0%, Cr 21.0%, Al 8.0%, Y 1.0%, Co основа.

Это покрытие обеспечивает защиту деталей от окисления при работе до 1040 °С. Одними из главных характеристик, обеспечивающих работоспособность данного покрытия, являются регламентированная твердость и высокая адгезия с подложкой, что обусловлено способом его нанесения.

При металлографическом исследовании микроструктуры покрытия CoNiCrAlY установлено, что непосредственно после нанесения в покрытии наблюдаются четкие границы расплавленного исходного порошка (гранул), имеются мелкие поры, которые расположены по границам гранул покрытия.

Необходимым условием для получения оптимальной структуры и свойств является проведение отжига покрытия [9]. Были опробованы несколько режимов отжига (на воздухе) и выбран оптимальный, обеспечивающий необходимые свойства покрытия CoNiCrAlY:  $T = 900$  °С в течение 6 часов. В микроструктуре покрытия после отжига происходит выделение глобулярных структурных составляющих, равномерно расположенных по всей толщине покрытия. Границы между гранулами расплавленного исходного порошка размыты. При этом в результате взаимной диффузии элементов на границе раздела «металл — покрытие» формируется промежуточный слой — диффузионная зона, обеспечивающая прочное сцепление покрытия с основой.

Микроструктура покрытия до и после отжига представлена на рисунках 2, 3.

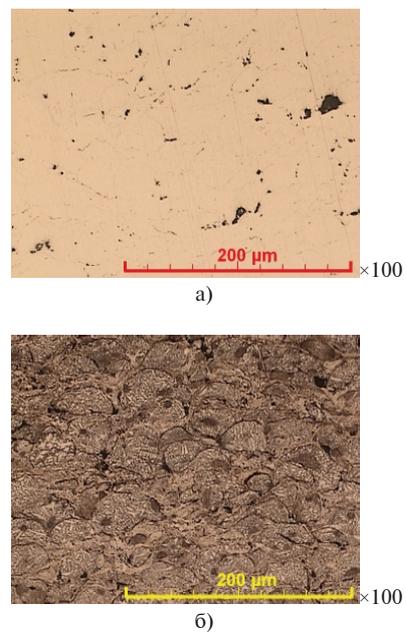


Рис. 2. Микроструктура покрытия CoNiCrAlY до отжига: а — поры в микроструктуре покрытия CoNiCrAlY без травления; б — после травления в растворе щавелевой кислоты

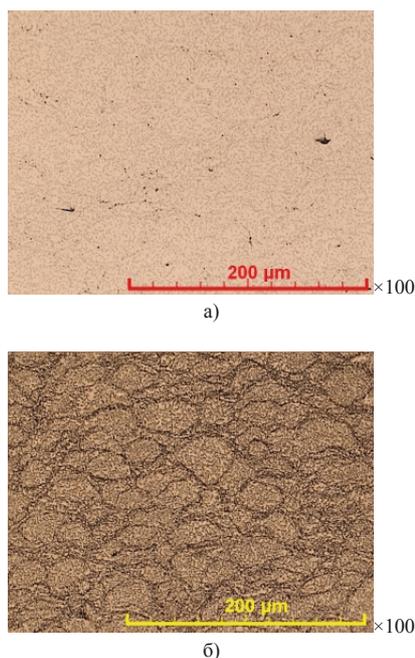


Рис. 3. Микроструктура покрытия CoNiCrAlY после отжига: а – без травления; б – после травления в растворе щавелевой кислоты

Следует отметить, что микроструктура покрытия по всей его толщине однородная и представляет собой твердый раствор, упрочненный глобулярными выделениями. Микроструктура покрытия приведена на рисунке 4.

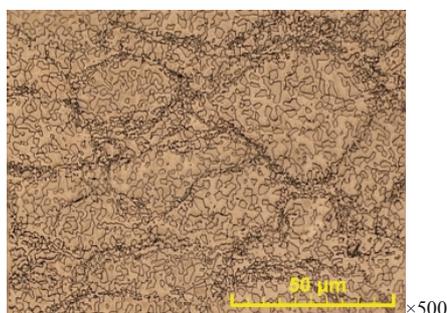


Рис. 4. Микроструктура покрытия CoNiCrAlY после отжига

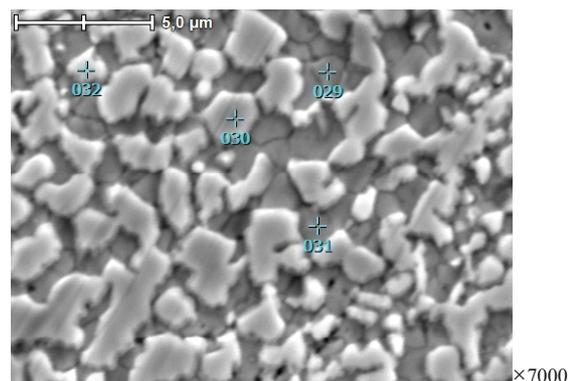
По результатам микрорентгеноспектрального анализа (РСМА) матрица представляет собой твердый раствор на кобальтовой основе. Упрочняющей фазой является интерметаллид типа NiAl (-фаза). Результаты РСМА, проведенного на электронном микроскопе с энергодисперсионным анализатором, приведены на рисунке 5.

На рисунке 6 приведена толщина и микроструктура диффузионной зоны полученного покрытия, образовавшейся при его отжиге.

Твердость покрытия в исходном состоянии после нанесения составляет 490HV. После

термической обработки наблюдается снижение твердости до 370HV.

Согласно ДСТУ 2639-94 были проведены испытания для определения прочности сцепления покрытия с основой. Среднее значение адгезионной прочности покрытия при комнатной температуре, полученного методом высокоскоростного напыления, выше 8,7 кгс/мм<sup>2</sup>, что подтверждено испытаниями клеевых образцов, при чем разрушение на всех образцах произошло по клею.



Покрытие	Массовая доля содержания элементов, %					
	№ точки	Al	Cr	Co	Ni	Y
	29	3,37	25,69	43,37	27,57	
	30	12,91	10,52	27,05	49,52	
	31	1,99	28,72	44,63	24,65	
	32	13,17	8,66	25,31	51,62	1,24

Рис. 5. Приблизительный химический состав структурных составляющих покрытия CoNiCrAlY

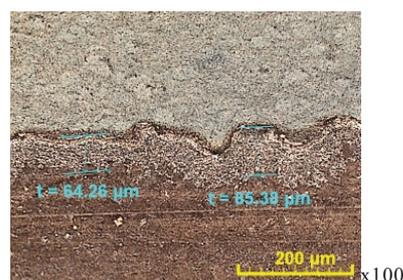


Рис. 6. Толщина и микроструктура диффузионной зоны покрытия CoNiCrAlY: 1 – покрытие CoNiCrAlY; 2 – диффузионная зона; 3 – основной материал образца

Также в условиях нашего предприятия были проведены испытания образцов на стойкость при термоциклических нагрузениях. Параметры одного цикла: T<sub>г</sub> = 1100 °С, работа 2 мин и переход на T<sub>г</sub> = 700 °С, 2 мин. Время перехода с режима на режим – 5 секунд. В зоне действия горячего потока газов образовались

цвета побежалости. Все образцы выдержали заданное количество циклов без разрушения: сколов и отслоений покрытия не обнаружено. Внешний вид образцов после испытания приведен на рисунке 7.



Рис. 7. Внешний вид поверхности с покрытием CoNiCrAlY после термоциклирования

В настоящее время детали с покрытием CoNiCrAlY проходят сдаточные испытания на двигателе.

#### 4. Выводы

В процессе проведенной работы отработана технология нанесения покрытия системы CoNiCrAlY методом высокоскоростного газопламенного напыления HVOF на проставки ТК газотурбинных двигателей из сплава ЭП648-ВИ для обеспечения их жаростойкости и достаточной прирабатываемости. Проведены испытания на адгезионную прочность и стойкость при термоциклических нагружениях, подтверждающие высокий уровень свойств полученного покрытия.

#### Литература

1. Харламов Ю. А. Газотермическое напыление покрытий и экологичность производства,

эксплуатации и ремонта машин. // Тяжелое машиностроение. - 2000. - №2. - С. 10–13.

2. Коробов Ю. С. Повышение срока службы деталей сверхзвуковым газопламенным напылением. // Тяжелое машиностроение. - 2006. - №7. С. 34-36.

3. Handbook of Thermal Spray Technology // Ed. by J. R. Davis, ASM International 2004.

4. Thermal Spraying Technology and Its Applications in the Iron & Steel Industry in China / R. L. Hao // Global Coating Solutions: proc. of ITSC 2007. (Ed.) B.R. Marple, May 14–16, 2007 (Beijing, China), ASM International 2007, p. 291-296.

5. Impingement Resistance of HVOF WC-based Coatings / C. Deng et al. Journal of thermal spraying. 5-6 (2007) Vol. 16, - p. 604-609.

6. HVOF-solutions: Информационный бюллетень. // Sulzer Metco – 2008.

7. JP-5000, the HVOF of the 21st century / M. J. Breitsameter, M. Prosperini // 4th HVOF Colloquium at Erding/Munich – Bavaria – Nov 13-14. 1997. – P. 119-125.

8. Praxair surface technologies -TAFA: HP/HVOF equipment solutions. 2009.

9. Verstak A., Baranovski V. Activated Combustion HVOF Coatings for Protection against Wear and High Temperature Corrosion. // Thermal Spray 2003: Advancing the Science and Applying the Technology. Proc. of the ITSC-2003. – 2003. - Vol. 1.

Поступила в редакцию 01.06.2014

#### **А.А. Кравець, О.І. Гордієнко, О.О.Корогод, В.Г.Прочан. Отримання жаростійкого покриття, що стійке до стирання, на проставках ТК (турбіни компресору) методом HVOF**

*У даній статті розглянено отримання жаростійкого покриття CoNiCrAlY, стійкого до стирання, методом високошвидкісного газопламенного напылення HVOF на проточній поверхні проставки турбіни компресора (ТК) газотурбінного двигуна. Розглянені переваги даного методу нанесення покриттів в зрівнянні з іншими методами газотермічного напылення. Досліджені особливості мікроструктури отриманого покриття та такі основні характеристики, як твердість та жаростійкість, що забезпечують його працездатність до 1040 °С. Проведені випробування, які підтверджують високий рівень властивостей отриманого покриття.*

**Ключові слова:** жаростійке покриття, високошвидкісне газополуменеве напылення, твердість, мікроструктура, термоциклювання, проставка.

#### **A.A.Kravets, O.A.Korogod, E.I.Gordienko, V.G.Prochan. Reception of the abrasible extra heat resisting covering on turbine compressor spacers by HVOF (HIGH VELOCITY OXIGEN FUEL) method**

*There is considered the process of deposit the abrasible coating CoNiCrAlY, at the working surface of engines frames by high velocity oxigene fuel method (HVOF) and the advantages of this method. The basic characteristics of this coating, such as hardness and temperature-resistant, has been learned. Due to this characteristics the coating gets a capability to work under 1040 °C. The tests of coating have been completed. They have shown high quality of the abrasible extra-heat resisting coating CoNiCrAlY.*

**Key words:** temperature-resistant cover, high-speed gas-flame dusting, hardness, microstructure, thermocycling, spacer.

УДК 629.735

С.А. БУКАТЫЙ

Рыбинский государственный авиационный технический университет  
им. П.А. Соловьева Рыбинск, Россия

## ЭФФЕКТ НЕЛИНЕЙНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ ГТД

В работе изложено теоретическое и экспериментальное обоснование эффекта нелинейности температурных характеристик для материалов с внутренними напряжениями I, II и III рода и рассмотрено его применение для создания неразрушающего метода контроля внутренних остаточных напряжений и на его основе метода прогнозирования размерной стабильности материалов и деталей. Рассматриваются в качестве примеров перспективы использования эффекта для создания методов совершенствования различных технологических процессов изготовления ответственных деталей ГТД с целью повышения их точности и размерной стабильности.

**Ключевые слова:** эффект нелинейности температурных характеристик, остаточные напряжения I, II и III рода, метод контроля, размерная стабильность, технологические остаточные деформации, совершенствование технологических процессов.

### Введение

Общеизвестна роль внутренних — остаточных напряжений (ОН) в обеспечении надежности и долговечности ответственных деталей ГТД. Условно ОН делят на напряжения I, II и III рода. Все эти напряжения связаны между собой и являются следствием искажений кристаллической решетки материала. Несмотря на то, что доля энергии, приходящейся на ОН II и III рода превышает 99%, на практике до сих пор учитывают только ОН I рода. Материал с внутренними напряжениями II и III становится термодинамически неустойчивым и его переход в более стабильное состояние с меньшей свободной энергией сопровождается изменением физико-механических свойств и перераспределением ОН. Это приводит к размерной нестабильности, т.е. к изменению размеров и формы деталей во времени — технологическим остаточным деформациям (ТОД), а также к изменению работоспособности деталей. Перераспределение ОН происходит и при механической обработке и удалении технологического припуска с поверхности заготовки. Это также приводит к значительным ТОД, часто превышающим технологические допуски. Поэтому контроль внутренних напряжений и прогнозирование размерной стабильности материалов и деталей неразрушающими методами является важной проблемой в машиностроении.

### Эффект нелинейности температурных характеристик материалов и деталей

Большие возможности в решении указанной выше проблемы предоставляет эффект

нелинейности температурных характеристик материалов (ЭНТХ), установленный нами на основании теоретических и экспериментальных исследований в РГАТУ. Физические основы и экспериментальное обоснование эффекта изложены в работах [1] и [2]. Эффект заключается в существенном влиянии статических искажений  $\xi_c$  кристаллической решетки на динамические искажения  $\xi_T(t)$  (рис. 1). ЭНТХ проявляется в необратимости процесса температурного расширения материалов в области малых воздействий, изменении величин модуля упругости  $E \sim dF/dr$ , температурного коэффициента линейного расширения (ТКЛР)  $\alpha$  и плотности  $\rho$  материала, нелинейности температурных зависимостей  $\alpha$ ,  $\alpha_E$  и  $\alpha_\rho$ , а также в различии их величин при нагревании и охлаждении.

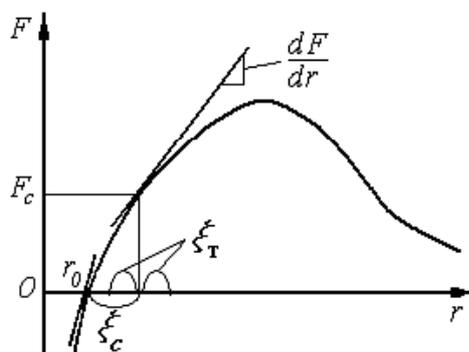


Рис. 1. Схема сил  $F$  межатомного взаимодействия в двухатомной модели Френкеля

Как следствие получена важная зависимость произведения

$$E\alpha = E_0\alpha_0 = \text{const}, \quad (1)$$

где  $E_0$  и  $\alpha_0$  – модуль упругости и ТКЛР материала в исходном (например, в отожженном) состоянии без ОН.

Эта зависимость используется для определения температурных напряжений в деталях и подобно зависимости  $\alpha/C_p = \text{const}$  тоже не зависит от температуры.

**Экспериментальная часть**

Динамические искажения  $\bar{\xi}_T(t)$  проявляются в зависимости  $\alpha$  от температуры, которую обозначим как  $K_\alpha = d\alpha/dt$ . В соответствии со справочными данными для большинства конструкционных материалов в отожженном состоянии в интервале от 0 до 200–500 °С эта

зависимость близка к линейной и имеет порядок  $10^{-9}$ – $10^{-8}$  К<sup>-2</sup>. Эксперименты на образцах из стали 40Х и сплава АК4-1 показывают (табл. 1), что ОН, появляющиеся в деталях в процессе изготовления, приводят к значительному увеличению экспериментально определяемой на специальном оборудовании [3] средней величины  $K_{cp}$ . Аналогичные результаты были получены на сплаве ВД 17. Величина  $K_{cp}$  является более чувствительной по сравнению с  $E$  и характеристикой состояния материала. Поэтому  $K_{cp}$  может служить параметром для неразрушающего контроля ОН и прогнозирования стабильности свойств материалов, а также целевой функцией при решении задач оптимизации различных технологических процессов (ТП) изготовления высокоточных деталей.

Ниже приведены примеры использования ЭНТХ для совершенствования различных ТП изготовления деталей ГТД.

Таблица 1

Результаты экспериментов на образцах из стали 40Х и сплава АК4-1

Материал	ст.40Х			АК4-1		
	Исходное состояние	Пласт.деф. $\epsilon = 1\%$	Закалка $t = 800$ °С	Исходное состояние	Пласт.деф. $\epsilon = 0,5\%$	Закалка $t = 450$ °С
$E$ , МПа	193900	200400	189100	72200	75400	73700
$\alpha \cdot 10^6$ , К <sup>-1</sup>	12,6	11,9	13,2	23,7	23,1	24,8
$K_{cp} \cdot 10^8$ , К <sup>-2</sup>	6,2	7,5	13,1	19,3	22,5	65,8
$K_\alpha \cdot 10^8$ , К <sup>-2</sup>	0,7			1,0		
$E_\alpha$ , МПаК <sup>-1</sup>	244,3	238,5	249,6	171,1	174,9	182,7

**Примеры использования ЭНТХ**

**1. Неразрушающий контроль остаточных напряжений в заготовках и прогнозирование размерной стабильности деталей**

В процессе изготовления компрессорных лопаток часто наблюдается при механической обработке неисправимый брак по технологическим остаточным деформациям (ТОД) как из алюминиевых, так и из титановых сплавов. Данный метод контроля как неразрушающий был апробирован на образцах, размеры которых не превышали базовую длину контролируемых датчиков – до 100 мм. При исследовании крупногабаритных деталей потребуются датчики с большей базой, либо придется вырезать из деталей образцы.

Результаты измерений образцов из 72 заготовок лопаток 1–3 ступеней компрессора ГТД из ВД17 и 21 заготовки лопаток из ВТ3-1, представленные в табл.2, показывают, что средний уровень  $K_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{cp_i}$  для комплектов с

повышенными ТОД приблизительно в 8 раз больше  $K_{cp}$  для комплектов с пониженными ТОД и намного превышают величины  $K$ . Отметим, что результаты контроля заготовок из различных комплектов с повышенными ТОД

показали большое рассеяние величин  $\bar{K}_{cp}$  от  $18 \cdot 10^{-8}$  до  $589 \cdot 10^{-8}$  К<sup>-2</sup>. Это свидетельствует о неоднородности остаточного напряженного состояния материала заготовок в состоянии поставки.

Таблица 2

Результаты контроля заготовок лопаток из сплавов ВД17 и ВТ3-1

Материал	$K_\alpha$ 10 <sup>-8</sup> К <sup>-2</sup>	$K_{cp}$ 10 <sup>-8</sup> К <sup>-2</sup>	Средний % брака
ВД17	0,6	28,1	>50
		3,6 11,3	10 100 (после фрез. + шлиф.)
ВТ3-1	0,3	8,5 1,1	50 10

**2. Совершенствование и оптимизация технологических процессов с целью уменьшения остаточных напряжений и технологических деформаций и повышения размерной стабильности материалов и деталей**

Известно, что наибольшее влияние на точность размеров и формы деталей оказывают ОН, распределенные по всему объему. Чаще всего они возникают при литье, штамповке и др. заготовительных процессах, связанных с нагревом и охлаждением. Для уменьшения ОН наряду с совершенствованием конструкции изделий требуется обеспечение оптимальных режимов охлаждения. Если ТП не позволяет обеспечить требуемые условия охлаждения, то образующиеся ОН напряжения в заготовках перед механической обработкой нужно устранять. На практике для этой цели чаще всего применяют термические методы. Экспериментально установлено [2], что при снятии остаточных напряжений изменение  $\alpha$  и  $K_{cp}$  происходит тем больше, чем больше их исходные значения. При этом  $K_{cp}$  изменяется в большей степени, чем  $\alpha$ . Поскольку трудно подобрать партию экспериментальных образцов или деталей с одинаковыми исходными характеристиками, то для определения искомых параметров следует использовать критерий  $\Delta K_{cp} / K_{cp}^{исх}$ . Для решения оптимизационных технологических задач указанный критерий следует использовать в качестве целевой функции. В зависимости от поставленной задачи – определение параметров ТП, обеспечивающих максимальное снятие ОН или наведение в материале в процессе обработки минимальных ОН следует стремиться к максимальным или нулевым значениям критерия. Отметим, что, несмотря на относительно низкую чувствительность, аналогичные результаты дает и критерий  $\Delta\alpha / \Delta\alpha_{исх}$ .

Для совершенствования заготовительных технологических процессов с целью обеспечения минимального уровня остаточных напряжений в объеме заготовок в качестве целевой функции нужно использовать величину  $K_{cp} \rightarrow \min$ . Данный подход был использован для снятия остаточных напряжений в заготовках лопаток компрессора виброударным методом [4], поскольку термические методы оказались не эффективными.

**3. Исследование и оптимизация процесса изотермической штамповки заготовок лопаток ГТД из сплава ВТ3-1**

Практика показывает, что часто детали из сплава ВТ3-1 после изготовления в процессе хранения в первые дни претерпевают значительные деформации. С целью повышения размерной стабильности материала лопаток ис-

следовали процесс изотермической штамповки заготовок длиной до 120 мм. На основании анализа и предварительных экспериментов были выявлены пять основных параметров, оказывающих наибольшее влияние на качество лопаток. Эти параметры, пределы их изменения и кодовые обозначения представлены в табл. 3.

Таблица 3  
Контролируемые параметры процесса изотермической штамповки заготовок лопаток из ВТ3-1

Наименование контролируемых параметров	Обозначение и единицы измерения		Пределы изменения параметров	
			min	max
Длительность отжига		мин	15	45
Температура нагрева под калибровку	$T_H$	°C	800	930
Температура термостата	$T_T$	°C	450	700
Скорость охлаждения лопатки после отжига	$V$	К/мин	60	220
Температура калибровки	$T_K$	°C	800	930

Неполную квадратичную модель технологического процесса строили на основе дробного факторного эксперимента  $2^{5-2}$ . В качестве критерия оптимизации использовалась величина  $K_{cp}$ . После проверки на адекватность была получена следующая зависимость (2):

$$K_{cp} = 10^{-8} \cdot (347 - 2.3596 \cdot \tau - 0.43097 \cdot T_H - 0.5298 \cdot T_T + 0.0341 \cdot V + 0.0272 \cdot T_K + 0.00289 \cdot \tau \cdot T_H + 0.0006129 \cdot T_H \cdot T_T) \quad (2)$$

Расчеты показали значение  $K_{cp} = 7,6 \cdot 10^{-8}$ ,  $K^{-8}$  при  $K_{\alpha} = 0,3 \cdot 10^{-8}$ ,  $K^{-8}$ , что свидетельствует о неоптимальности ТП. Поиск параметров, соответствующих  $K_{cp} \rightarrow \min$ , осуществлялся методом наибольших градиентов. В результате были получены следующие оптимальные значения:  $\tau = 25$  мин,  $T_H = 930$  °C,  $T_T = 450$  °C,  $V = 60$  К/мин,  $T_K = 800$  °C. По опытной технологии было изготовлено 16 лопаток, характеристики которых сравнивали с характеристиками контрольных лопаток, изготовленных по серийной технологии. В силу технологических особенностей при реализации опытного техпроцесса было принято  $T_T = 480$  °C. Опытным режимом соответствует значение  $K_{cp} = 2,5 \cdot 10^{-8}$ ,  $K^{-8}$ , т.е.

в 3 раза меньше по сравнению с серийным режимом. При этом отклонения механических свойств (незначительно увеличился предел прочности, остальные характеристики остались на прежнем уровне) и микроструктуры материала лопаток были в пределах допуска.

Исследование размерной стабильности лопаток осуществлялось на электронно-измерительной машине «INSPECTOR» с точностью 0,002 мм. Лопатки фиксировались по двум точкам в замковой части и одной точке в концевой части пера. Это позволило исследовать наибольшие деформации прогиба в середине пера лопатки и разворот концевых поперечных сечений. Измерения проводили последовательно в течение одиннадцати суток после изготовления (штамповки) заготовок. Результаты измерений, показанные на рис. 2, подтверждают экспоненциальный закон изменения деформаций лопаток во времени и свидетельствуют об уменьшении ТОД (прогибов – а) и углов разворота – б) поперечных сечений) опытных лопаток по сравнению с контрольными в 3 раза.

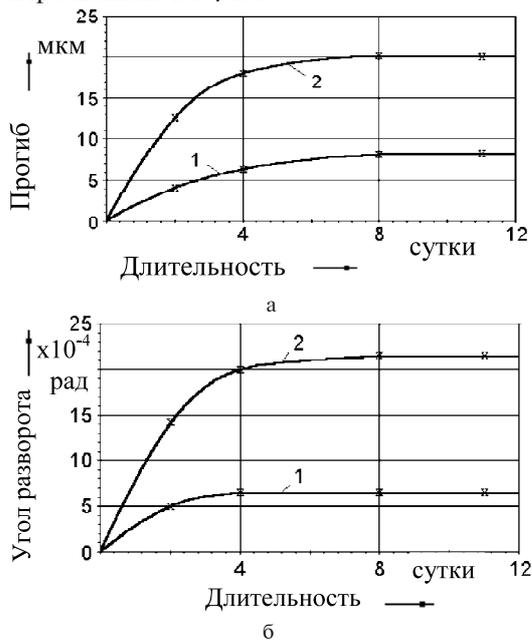


Рис. 2. Деформации лопаток во времени после изготовления изотермической штамповкой  
 а – изменение прогибов лопаток;  
 б – изменение углов закрутки лопаток;  
 1 – опытные и 2 – контрольные лопатки

#### 4. Оценка повреждаемости и прогнозирования работоспособности и остаточного ресурса деталей

Экспериментальные исследования на образцах из сплава ЖС-6К показали, что после закалки при  $t = 120^\circ\text{C}$  критерий  $K_{\text{ср}}$  изменяется с  $0,15 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-2}$  до  $0,37 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-2}$ . Пластическая деформация растяжением до 0,5% также уве-

личивает  $K_{\text{ср}}$  с  $0,18 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-2}$  до  $0,43 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-2}$ . Результаты термоциклических испытаний образцов на режиме  $\sigma = 650 \text{ МПа}$ ,  $t_{\text{max}} = 800^\circ\text{C}$  показывают (таблица 4), что с увеличением числа циклов величина  $K_{\text{ср}}$  растет.

Таблица 4  
 Результаты экспериментов на образцах из сплава ЖС-6К

Количество циклов n, шт.	25	125	225
Изменение критерия $K_{\text{ср}} \cdot 10^{-8}, \text{ K}^{-8}$	1,1	3,5	5,3

Исследования резонансных частот колебаний шести неохлаждаемых турбинных лопаток длиной 229 мм в зависимости от наработки также показали перспективность использования в качестве критерия повреждаемости температурного коэффициента частоты (ТКЧ)  $\alpha_f$  (таблица 5).

Таблица 5  
 Результаты исследований ТКЧ лопаток турбины ГТД

Длительность наработки N, час	0	215	1147	1282
Величина ТКЧ $\alpha_f, \text{ ГцK}^{-1}$	0,18 0,19	0,32 0,35	0,30	0,48

Следовательно, методы контроля, основанные на ЭНТХ, можно использовать не только для оценки состояния и стабильности свойств материала, но и для контроля повреждаемости и прогнозирования ресурса, оценки ремонтпригодности или качества ремонта ответственных деталей.

#### Заключение

Приведенные выше результаты исследований показывают большие возможности и эффективность применения ЭНТХ в производстве ответственных деталей ГТД.

Наряду с изложенным значительный интерес представляют перспективные направления применения ЭНТХ в авиационном производстве:

1. Разработка неразрушающих методов и оборудования для контроля: повреждаемости лопаток ГТД, их остаточного ресурса и ремонтпригодности; стабильности физико-механических свойств жаропрочных металлов и сплавов при рабочих температурах.

2. Совершенствование технологии и повышение качества деталей при литье и термической обработке.

3. Разработка методик оптимизации процессов сварки с целью уменьшения ОН в сварных швах и замены болтовых соединений сваркой.

4. Разработка специального оборудования и методик определения режимов виброударной обработки для снятия ОН в заготовках ответственных деталей, сварочных швах с целью уменьшения ТОД деталей в процессе их изготовления, а также повышения их усталостной прочности.

5. Совершенствование технологии изготовления крупногабаритных заготовок и деталей из алюминиевых и титановых сплавов с целью уменьшения ТОД при изготовлении, а также повышения стабильности физико-механических свойств материалов и размерной стабильности деталей ГТД в процессе их эксплуатации.

6. Исследование процессов механической обработки деталей резанием.

На основе ЭНТХ разработаны и получены а.с. на способ определения степени неупругости материала, способ определения внутренних напряжений в материалах, способ настройки технологического процесса и способ контроля качества стабилизации размеров деталей.

### Литература

1. Неразрушающий контроль внутренних напряжений и размерной стабильности мате-

риала лопаток ГТД [Текст]: Букатый С.А. // *Авиационная промышленность*. –1989. –№4. –С. 21–22.

2. Физические основы неразрушающего метода прогнозирования стабильности размеров и формы деталей и его применение для совершенствования технологических процессов [Текст]: Букатый С.А. // *Вестник Верхневолжского отд. Академии технологических наук РФ. Сер. Высокие технологии в машиностроении и приборостроении*. Вып.2.: Сб. научн. тр./ Рыбинская государственная авиационная технологическая академия.- Рыбинск, –1995. –152 с. –С. 51-57.

3. Система контроля стабильности размеров материалов и деталей [Текст]: Букатый С.А. // *Датчики и системы*. –2001. –№ 11(30). –С. 41–44.

4. Стабилизация размеров и формы деталей ГТД виброударным методом [Текст]: Букатый С.А.// *Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д.Кузнецова*. Доклады. Часть1. Самара.–2001.–С. 47-50.

*Поступила в редакцию 17.06.2014*

### **S.A. Bukatyi. Effect of nonlinear temperature characteristics materials and parts and perspectives of its application in manufacture of parts of gas turbine engines**

*This paper sets forth theoretical and experimental basis of the effect of nonlinear temperature characteristics for materials with residual stresses of types I, II, and III (herein the «Effect»); and examines the Effect's application in creating a non-destructive method of control of residual stresses and, based thereon, method for prognosing dimensional consistency of materials and parts. As examples, this paper examines perspectives of use of the Effect to refine various technological processes involved in the production of key parts of the Gas Turbine Engines aimed at increasing their accuracy and dimensional consistency.*

**Key words:** *Effect of nonlinear temperature characteristics; residual stresses of types I, II, and III; control method; dimensional consistency; technological residual deformations; refinement of technological processes.*

УДК 669.245.018.044:620.193.53

**Т.В. ТИХОМИРОВА, С.В. ГАЙДУК**

*Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторное бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина Запорожский национальный технический университет, Украина*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОМ CALPHAD ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ ВОЛЬФРАМА К КРЕМНИЮ НА ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОБАЛЬТОВОГО СПЛАВА**

*Представлено обоснование перспективы изучения кобальтовых сплавов и краткое сравнение существующих марок материалов. Представлены результаты расчета фазового состава промышленных сплавов ХТН-61 и ВЗК и опытных составов сплава на кобальтовой основе методом CALPHAD. Проанализированы результаты полученных расчетов и оценена эффективность данного метода. Расчетным CALPHAD-методом оценено влияние соотношения вольфрама к кремнию на фазовый состав и основные температурные характеристики кобальтового сплава ВЗК. Выполнен сравнительный металлографический анализ микроструктуры опытного сплава с микроструктурой существующих материалов.*

**Ключевые слова:** износостойкие сплавы, жаропрочные кобальтовые сплавы; система легирования; фазовый состав; карбиды; характеристические температуры.

### **1. Введение**

Сплавы на кобальтовой основе широко применяются для деталей авиационных двигателей европейских и американских компаний. Номенклатура разработанных сплавов достаточно широкая. При этом, по области применения кобальтовые сплавы можно условно разделить на две группы:

— группа конструкционных материалов. Кобальтовые сплавы этой группы используются для изготовления деталей горячего тракта, таких как лопатки сопловые и рабочие, проставки, демпферы. Своей популярностью эта группа сплавов обязана комплексу механических свойств и технологичности: прежде всего это жаростойкость и жаропрочность, хорошие литейные свойства и свариваемость;

— группа наплавочных материалов, так называемых стеллитов. Эта группа сплавов используется для восстановления профиля деталей после эксплуатации, местное изменение свойств — повышения твердости, износостойкости и прочности, как инструмента, так и конструкционных деталей [1].

Однако, при всей широте номенклатуры импортных кобальтовых сплавов, в отечественной промышленности номенклатура ограничена тремя марками — ВЗК, ХТН-61 и ХТН-62. Данная группа сплавов применяется в качестве износостойких пластин для напайки и напайки на рабочие поверхности бандажных

полок рабочих лопаток турбины двигателей ГП «Ивченко-Прогресс» [2].

Применение наплавочных материалов позволяет не только восстановить геометрию детали после эксплуатации, но и изменить поверхностные свойства детали, в частности лопаток, сохраняя основные требуемые характеристики.

Ограниченная номенклатура отечественных износостойких стеллитов не позволяет расширить область применения кобальтовых сплавов: с одной стороны из-за высокой стоимости сплавов типа ХТН, с другой стороны из-за ограниченных температурных возможностей промышленного сплава ВЗК.

### **2. Формулирование проблемы**

Сплавы ХТН-61 и ХТН-62 применяются в основном для рабочих лопаток 1-й ступени с рабочей температурой на бандажных полках 1050-1100 °С. Сплавы ХТН-61 и ХТН-62 обладают хорошими характеристиками износостойкости и прочности. Так, внедрение в промышленное производство напайки пластин из сплава ХТН-61 позволило увеличить ресурс лопаток в 2 раза с 3000 до 6000 часов.

Однако, практика показала, что в процессе эксплуатации поверхность паянных пластин или наплавов из сплава типа ХТН приобретает так называемый «губчатый» рельеф (рис.1а), который является результатом окисления карбидов типа МС на основе ниобия. Губчатый

рельеф является дефектом и требует удаления пластины или наплавки с последующим восстановлением геометрии поверхности.

Сплав ВЗК применяется как наплавка для восстановления геометрии рабочих лопаток, которые эксплуатируются при температуре не выше 800 °С. Наплавки из этого сплава после эксплуатации в горячих зонах сохраняют свою геометрию, имеют более равномерный износ и окисление (рис. 1б).

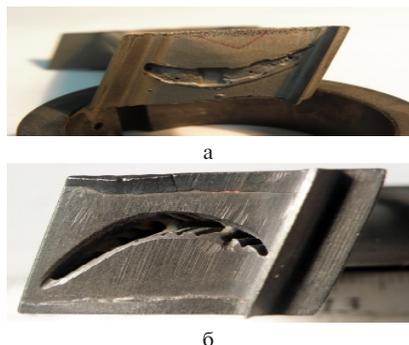


Рис. 1. Внешний вид контактных торцов рабочих лопаток 1-й ступени после эксплуатации: а – наплавка ХТН-61; б – наплавка ВЗК

Структура современных жаропрочных кобальтовых сплавов представляет собой аустенитную матрицу (твердый раствор) и различные карбидные и интерметаллидные фазовые выделения.

Анализируя химический состав (табл. 1) промышленных марок ВЗК и ХТН-61, видно, что данные материалы имеют разный уровень легирования тугоплавкими элементами, а также различный уровень температурной работоспособности, так как данные сплавы предназначены для различных условий эксплуатации.

Из табл. 1 видно, что сплав ВЗК имеет более высокое содержание хрома, в сравнении со сплавом ХТН-61, что обеспечивает более высокую жаростойкость и коррозионную стойкость. При этом сплав ВЗК имеет более низкое содержание углерода и сравнительно невысокое содержание тугоплавких легирующих элементов, влияющих на уровень температуры плавления твердого раствора. Карбиды и силициды, образующиеся в структуре сплава, более устойчивы к окислению при эксплуатации.

Сплав ХТН-61 более легирован, в сравнении со сплавом ВЗК, за счет чего имеет более высокую температуру эксплуатации. Повышение износостойкости этого сплава достигается за счет выделения карбидов типа МС на основе ниобия. Однако карбиды ниобия не обладают достаточной жаростойкостью и в процессе эксплуатации окисляются, что приводит к образованию губчатого рельефа (рис. 2). При этом

содержание хрома в составе сплава находится на 10% (по массе) ниже уровня легирования сплава ВЗК, что негативно сказывается на коррозионной стойкости сплава ХТН-61.

Таблица 1  
Содержание основных легирующих элементов в составе промышленных сплавов ХТН-61 и ВЗК

Марка сплава	Массовая доля содержания элементов, %								
	С	Cr	W	Ni	Nb	Si	Al	Mo	Co
ХТН-61	1,7-1,9	19,0-21,0	2,7-3,3	-	15,0-16,0	-	0,8-1,2	1,8-2,2	Осн.
ВЗК	1,0-1,3	28,0-32,0	4,0-5,0	0,5-2,0	-	2,0-2,75	-	-	Осн.

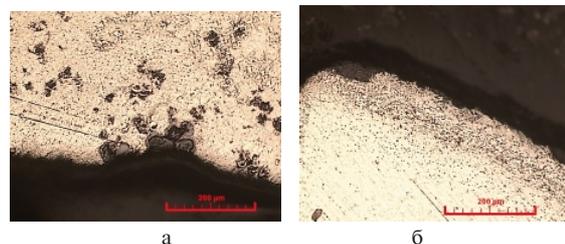


Рис. 2. Окисление наплавленного материала: а – сплав ХТН-61; б – сплав ВЗК

### 3. Анализ химического и фазового состава

В связи с расширяющимися потребностями в области наплавочных материалов, в данной работе с применением расчетного метода CALPHAD [3] исследовано и оценено влияние соотношения вольфрама к кремнию в сплаве ВЗК (средний уровень легирования) на фазовый состав и характеристические температуры. Исследования были проведены с целью повышения температурной работоспособности сплава ВЗК, при улучшении комплекса технологических и служебных характеристик.

Для повышения рабочей температуры сплава ВЗК предложено повышение в его составе соотношения вольфрама к кремнию W/Si с целью повышения термодинамической стойкости и стабильности фаз.

Эффективность метода CALPHAD заключается в достаточно быстром получении необходимого объема достоверной информации по расчетному прогнозированию термофизических процессов, основанных на надежных физических принципах, что имеет ряд значительных преимуществ по сравнению с результатами, получаемыми статистическими методами [4]. Расчеты, полученные методом компьютерного моделирования, позволяют без многократных промежуточных экспериментальных плавов выбрать оптимальный химический состав с необходимыми структурными параметрами. Данный подход позволяет существенно сократить количество экспериментов, дорогостоящие материалы и промышленные ресурсы, а также затраты времени на научные исследования.

Таблица 2  
Среднее содержание основных легирующих элементов в исследованных составах

Марка сплава	Массовая доля содержания элементов, %								
	C	Co	Cr	Ni	W	Si	Nb	Al	Mo
ВЗК	1,2	60,7	30,0	1,2	4,5	2,4	-	-	-
1	1,2	58,8	30,0	2,0	5,0	3,0	-	-	-
2	1,2	58,3	30,0	2,0	6,0	2,5	-	-	-
3	1,2	57,8	30,0	2,0	7,0	2,0	-	-	-
4	1,2	57,3	30,0	2,0	8,0	1,5	-	-	-
5	1,2	56,8	30,0	2,0	9,0	1,0	-	-	-
6	1,2	56,3	30,0	2,0	10,0	0,5	-	-	-
7	1,2	55,8	30,0	2,0	11,0	-	-	-	-
ХТН-61	1,8	56,7	20,0	-	3,0	-	15,5	1,0	2,0

При охлаждении (кристаллизации) или нагреве в многокомпонентных кобальтовых сплавах протекает ряд фазовых превращений, определяющих фазовый состав и конечную структуру. Структура и химический состав фаз предопределяют температурные интервалы протекания основных фазовых превращений, к которым относятся плавление  $\gamma$ -твердого раствора, растворение или выделение карбидов различного типа, неравновесных эвтектических выделений.

Компьютерное моделирование процессов охлаждения (кристаллизации) для конкретного состава осуществлялось от температуры жидкого состояния (1400 °С) до комнатной температуры (20 °С), либо при нагреве в обратном порядке, с температурным шагом 10 °С внутри всего температурного диапазона.

Пошаговое изменение соотношения W/Si в исследуемом диапазоне легирования вольфрамом W (5,0-11,0)% с шагом 1% и кремнием Si (0,0-3,0%) с шагом 0,5% по массе, позволило рассчитать влияние данного соотношения на фазовый состав и характеристические температуры выделения или растворения фаз индивидуально для конкретного опытного состава. Для получения прогноза химического состава фаз выполнены сравнительные расчеты CALPHAD-методом [3] индивидуально для каждого опытного состава. Наиболее вероятный фазовый состав опытных сплавов и их характеристические температуры представлены в таблицах 3-7, в сравнении со сплавами ВЗК и ХТН-61.

Из таблицы 3 видно, что фазовый состав исследованных сплавов отличается. Так, в сплаве ХТН-61  $\gamma$ -твердый раствор упрочнен в основном карбидами типа MC (16,2% по массе) на основе ниобия, следующего состава: Nb – 89,15%; C – 10,85%, при этом при кристаллизации вероятно выделение небольшого количества

$\mu$ -фазы (3,4%). Температура полного растворения карбидов данного типа составляет ~ 1350 °С, что выше температуры солидус (1347 °С) для сплава ХТН-61. Поэтому работоспособность сплава ХТН-61 определяется уровнем ниже температуры плавления твердого раствора (солидус -  $t_s$ ) на 200-250 °С, что соответствует температурному диапазону 1050-1100 °С.

Расчеты показали, что в исходном сплаве ВЗК - твердый раствор упрочнен в основном карбидами типа  $M_{23}C_6$  на основе хрома (17,8%), при этом вероятно выделение карбидов типа  $M_6C$  (7,9%) на смешанной основе. Температуры полного растворения карбидов данных типов составляют 1009 °С и 1241 °С соответственно (табл. 3, 5-7), что ниже температуры плавления твердого раствора (солидус 1276 °С). Поэтому работоспособность сплава ВЗК определяется температурным уровнем ниже полного растворения карбидов основного типа  $M_{23}C_6$  (1009 °С) на 200-250 °С, что составляет 750-800 °С.

Анализ результатов фазового состава опытного сплава №6, содержащим вольфрама 10% и кремния 0,5% по массе показал, что  $\gamma$ -твердый раствор упрочнен в основном карбидами типа  $M_{23}C_6$  на основе хрома (30,9%) по массе, при этом в структуре практически отсутствуют карбиды типа  $M_6C$  (табл. 3).

Таблица 3  
Расчетный фазовый состав опытных сплавов

Фаза, %	№ опытного состава								
	ВЗК	1	2	3	4	5	6	7	ХТН-61
	74,3	73,1	73,0	72,9	72,0	68,5	68,5	67,9	69,4
MC	-	-	-	-	-	-	-	-	16,2
$M_{23}C_6$	17,8	15,8	17,1	18,2	21,8	27,1	30,9	22,6	1,6
$M_6C$	7,9	11,1	10,0	8,9	6,3	4,4	0,6	-	-
$\mu$	-	-	-	-	-	-	-	9,6	3,4

Таблица 4  
Расчетный состав  $\gamma$ -твердого раствора

№ сплава	Состав $\gamma$ -твердого раствора, % (по массе)							
	Cr	Ni	W	Si	Co	Nb	Al	Mo
ВЗК	20,6	1,5	0,9	1,9	75,1	-	-	-
1	21,7	2,6	0,7	2,1	72,9	-	-	-
2	21,5	2,6	1,1	1,9	72,9	-	-	-
3	21,2	2,6	1,8	1,6	72,8	-	-	-
4	20,5	2,7	2,5	1,4	72,9	-	-	-
5	19,4	2,9	2,8	1,2	73,7	-	-	-
6	19,4	2,4	3,6	0,7	73,9	-	-	-
7	19,4	2,3	4,3	-	74,0	-	-	-
ХТН-61	17,9	-	3,9	-	74,1	-	2,3	1,8

Таблица 5  
Расчетный состав карбидов типа  $M_{23}C_6$

№ сплава	Химический состав карбидов $M_{23}C_6$ , % (по массе)					
	C	Cr	Nb	W	Mo	Co
ВЗК	5,47	76,13	-	2,72	-	15,68
1	5,49	77,43	-	2,27	-	14,72
2	5,44	76,48	-	3,50	-	14,49
3	5,38	75,29	-	5,10	-	14,23
4	5,32	74,11	-	6,50	-	14,07
5	5,32	73,35	-	6,60	-	14,73
6	5,29	73,06	-	7,23	-	14,42
7	5,31	73,52	-	6,89	-	14,28
ХТН-61	5,04	57,2	0,57	0,57	19,17	17,45

Таблица 6  
Расчетный состав карбидов типа  $M_6C$

№ сплава	Химический состав карбидов $M_6C$ , % (по массе)					
	C	Cr	Ni	W	Si	Co
ВЗК	2,83	14,40	0,55	42,32	11,92	27,98
1	2,99	16,79	0,98	37,40	12,88	28,95
2	2,72	12,78	0,89	46,00	11,13	26,49
3	2,46	9,56	0,83	53,76	9,22	24,17
4	2,27	7,62	0,83	59,21	7,61	22,46
5	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-	-
ХТН-61	-	-	-	-	-	-

Таблица 7  
Расчетные значения характеристических температур для опытных сплавов

№ состава	Характеристические температуры, °С				
	$t_L$	$t_S$	MC	$M_{23}C_6$	$M_6C$
ВЗК	1315	1276	-	1009	1241
1	1296	1274	-	1002	1274
2	1303	1272	-	1054	1273
3	1311	1269	-	1108	1269
4	1318	1267	-	1164	1224
5	1326	1267	-	1213	-
6	1334	1267	-	1255	-
7	1342	1267	-	1272	-
ХТН-61	1370	1347	1350	677	-

Расчеты состава фаз показали, что в структуре образцов опытного состава №6 за счет увеличения. В тоже время, в опытном составе №7, содержащем вольфрам 11% по массе, без кремния, вероятно выделение в процессе кристаллизации  $\mu$ -фазы следующего состава: Ni – 4,16%; Co – 26,44%; Cr – 1,80%; W – 67,60%. Для обеспечения структурной стабильности верхний предел легирования вольфрамом в сплаве ВЗК должен быть ограничен 10,5% по массе. Таким образом, наиболее оптимальным, с точки зрения структурной и фазовой стабильности, является опытный со-

став №6, содержащий вольфрам 10% и кремний 0,5% по массе.

Для сравнительных металлографических исследований были проведены плавки образцов из опытного состава №6 и сплавов ВЗК, ХТН-61 в соответствии с серийной технологией. Термическая обработка (ТО) образцов опытного состава №6 проводилась по режиму для сплава ВЗК при 1230 °С. Для образцов сплава ХТН-61 термообработка проводилась при 1270 °С.

На рис. 3 представлены микроструктуры исследованных сплавов ВЗК, опытного состава №6 и ХТН-61 после соответствующих режимов ТО.

Металлографические исследования показали, что в структурах исходных сплавов ВЗК, ХТН-61 и в опытном составе №6 в литом состоянии  $\mu$ -фаза не идентифицирована. При этом, расчеты CALPHAD-методом фазового состава исследованных сплавов показали хорошую согласованность с металлографическими данными.

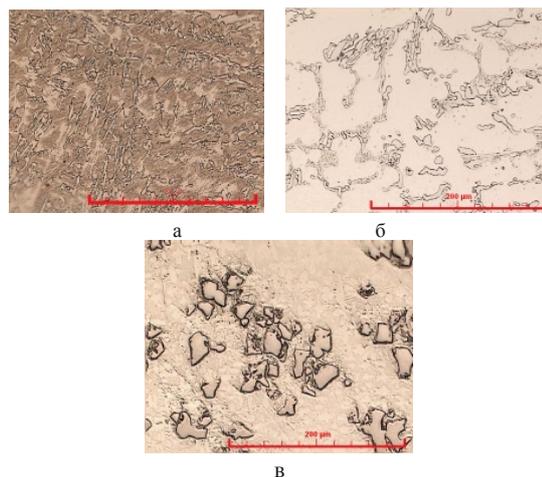


Рис. 3. Микроструктура исследованных сплавов после термической обработки ( $\times 200$ ): а – сплав ВЗК; б – состав № 6; в – сплав ХТН-61

#### 4. Выводы

1. Результаты расчета фазового состава и химического состава фаз для опытного состава №6 и сплавов ВЗК и ХТН-61, полученные методом CALPHAD, хорошо согласуются с результатами металлографических исследований.

2. Установлено, что оптимальное соотношение W/Si достигается в опытном составе №6, содержащем вольфрама 10% и кремния 0,5% по массе, что позволяет повысить температурный уровень работоспособности сплава ВЗК на 200-250 °С, что составляет 1000-1050 °С. При этом верхняя граница легирования вольфрамом не должна превышать 10,5% по массе.

3. Дальнейшее увеличение соотношения W/Si за счет повышения содержания вольфрама

может привести к снижению структурной и фазовой стабильности.

### Литература

1. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок [Текст]/ Под ред. Симса Ч.Т., Столоффа Н.С., Хагеля У.К.: Пер с англ. в 2-х книгах. Кн. 1/ Под ред. Шалина Р.Е. – М.: Металлургия, 1995. – 384 с.

2. Сравнительные характеристики сплавов для упрочнения бандажных полок рабочих лопаток [Текст] / Пейчев Г.И., Замковой В.Е., Андрейченко Н.В. // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных установок.- 2010.- №9. - С. 102-105.

3. Saunders N. The Application of CALPHAD Calculations to Ni-Based Superalloys [Текст] / N. Saunders, M. Fahrman, C.J. Small // In «Superalloys 2000» eds. K.A. Green, T.M. Pollock and R.D. Kissinger. – TMS. - Warrendale. – 2000. – p. 803.

4. Горбачев И.И. Термодинамическое моделирование системы Fe–V–Nb–C–N на основе CALPHAD-метода [Текст] / И.И. Горбачев, В.В. Попов // ФММ. - 2011. - №5. - С. 518–525.

5. Попов В.В. Анализ растворимости карбидов, нитридов и карбонитридов в сталях методами компьютерной термодинамики [Текст] / В.В. Попов, И.И. Горбачев // ФММ. - 2005. - №3. - С. 69–82.

Поступила в редакцию 20.06.2014

### **Т.В.Тихомирова, С.В.Гайдук. Дослідження методом calphad впливу співвідношення вольфраму до кремнію на фазовий склад та характеристичні температури кобальтового сплаву**

*Представлене обґрунтування перспективи вивчення кобальтових сплавів та коротке порівняння існуючих марок матеріалів. Виконан розрахунок фазового складу промислових сплавів ХТН-61 і ВЗК та дослідних складів сплаву на кобальтовій основі методом CALPHAD. Проаналізовані отримані результати та виконана оцінка ефективності цього методу. Розрахунковим CALPHAD-методом виконана оцінка та аналіз впливу співвідношення вольфраму до кремнію на фазовий склад та основні температурні характеристики кобальтового сплаву ВЗК за допомогою розрахункового CALPHAD-метода. Виконан порівняльний металографічний аналіз мікроструктури дослідного сплаву з мікроструктурою існуючих матеріалів.*

**Ключові слова:** зносостійкі сплави, жароміцні кобальтові сплави, система легування, фазовий склад, карбіди, характеристичні температури.

### **T.V. Tykhomyrova, S.V. Gayduk. Research of influence of the relation of tungsten to silicon on phase structure and characteristic temperatures of the cobalt alloy by method calphad**

*There is presented the substantiation of prospect of studying of cobalt alloys and short comparison of existing industrial cobalt alloys. A phase structures of industrial alloys HTN-61 and V3K and skilled structures of an alloy on a cobalt basis is calculated by method CALPHAD. Results of the spent calculations are analyzed and efficiency of the given method is estimated. The settlement CALPHAD-method estimates influence of a parity of tungsten to silicon on phase structure and the basic temperature characteristics of cobalt alloy V3K. It is executed comparative metallographic analysis of a microstructure of a skilled alloy with a microstructure of existing materials.*

**Key words:** high-temperature strength cobalt alloy, wear resistance alloy, alloysystem, phase composition, carbide, characteristics tempratures.

УДК 621.45.037

**А.О. ШКЛОВЕЦ, А.В. УРЛАПКИН, К.В. БОЯРОВ***Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева  
(национальный исследовательский университет), Россия*

## ПРОЧНОСТНАЯ ДОВОДКА РАБОЧИХ КОЛЕС МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ НК-36СТ

*Для модернизируемой газоперекачивающей установки разработаны параметрические и непараметрические конечно-элементные модели рабочих колес компрессора и турбины низкого давления, а также свободной турбины. Показан метод построения различных элементов модели с наложением на них упорядоченной и гибридной сетки конечных элементов с использованием пакета ANSYS Mechanical. Проведены расчеты на статическую прочность при одновременном действии центробежных и газодинамических нагрузок. Показано, что для исследуемых рабочих колес выполняются требования по запасам прочности.*

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, лопатка, диск, рабочее колесо, статическая прочность, газовая нагрузка, прочностная доводка, параметрическая модель.

### Введение

Модернизация существующих двигателей в условиях жесткой конкуренции современного производства требует значительного снижения сроков ее проведения. Значительную часть этого процесса занимает прочностная доводка турбомашин; кроме того, оптимизация по параметрам рабочего процесса может вносить значительные изменения в конструкцию, что дополнительно увеличит срок доводки. Решением этой проблемы может стать сокращение объемов испытаний и увеличение роли численных исследований. Поэтому задача разработки моделей для проведения таких исследований на данный момент является актуальной.

### 1. Разработка моделей рабочих колес

Построение параметрических конечно-элементных моделей выполнялось в программном комплексе ANSYS, при этом использовался встроенный скриптовый язык APDL - ANSYS Parametric Design Language.

#### 1.1. Разработка моделей лопаток

Модель пера лопатки была построена по 10 сечениям, координаты точек которых записаны в текстовый файл, выдаваемый «профилятором» — программой для построения наборов точек профилей сечений, получаемых в результате газодинамической оптимизации. При этом макрос написан таким образом, что изменение числа сечений и количества точек по спинке и корытцу в каждом сечении не влияет на работоспособность макроса, а все изменения файлов с координатами точек

учитываются автоматически. На основе полученных точек формируются поверхности пера лопатки, которые затем с помощью булевой операции разделения преобразуются в набор сечений, необходимый для построения узлов сетки конечных элементов. Цикл разделения построен по такому алгоритму, что позволяет изменять угол установки секущей плоскости и шаг по высоте лопатки, добиваясь тем самым необходимой густоты сетки (рис.1).



Рис. 1. Перо лопатки после операции разделения

К полученной геометрии пера лопатки далее дорабатывается плавный переход к трактовой полке либо к хвостовику. Алгоритм построения позволяет отслеживать взаимное угловое расположение пера и полки и корректировать длину дуги окружности (рис.2).

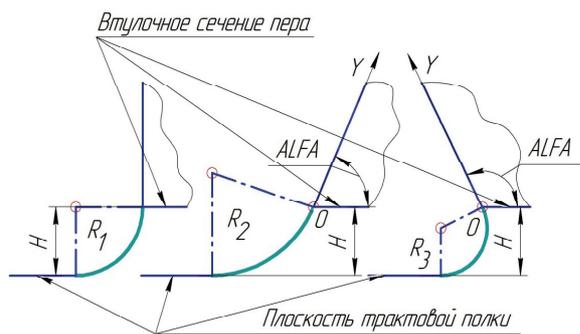


Рис. 2. Корректировка дуги окружности в зависимости от взаимного расположения пера и полки

Построение дуг скругления происходит следующим образом:

в точке линии втулочного сечения располагается локальная система координат, в которой строится вспомогательная окружность;

находятся точки пересечения построенной окружности с поверхностью пера и поверхностью полки;

по найденным точкам определяется величина угла  $ALFA$  и строятся конечные точки дуги и сама дуга;

в случае, если дуга скругления выходит за пределы полки, производится ее подрезка предварительно сориентированной рабочей плоскостью.

В результате выполнения этих операций по контуру втулочного сечения простраиваются дуги скругления (рис.3).

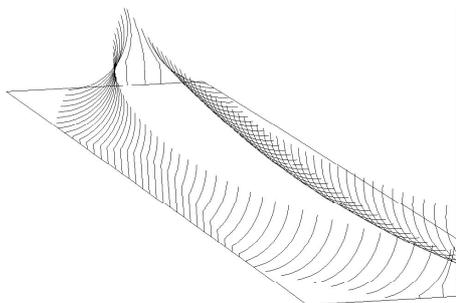


Рис. 3. Линии скругления с выполненной подрезкой

Для получения упорядоченной сетки трапеoidalная полка (либо хвостовик) разделяется по толщине на две части, на каждую из которых переносится конфигурация сетки из прилегающих частей. На верхней части полки путем проецирования точек втулочного сечения строятся точки промежуточных сечений внутри полки. По созданным точкам создаются узлы с совпадающей нумерацией, по которым затем строятся конечные элементы пера. При построении сетки применяется объемный 8-узловой конечный элемент SOLID185. Проецированием

точек втулочного сечения на линии, ограничивающие поверхность полки, и расстановкой промежуточных точек получают точки для элементов верхней части полки.

Затем выполняется построение объемов нижней части полки, удлиненной ножки и хвостовика таким образом, чтобы получить геометрию, допускающую наложение упорядоченной сетки. Наложение сетки на эти элементы осуществляется путем разбиения торцевой поверхности у хвостовика и боковой поверхности у ножки и протягивания сетки операцией Sweep. Поскольку сетка в нижней и верхней частях полки строится независимо, в ней нет совпадения узлов. Для того чтобы связать лопатку в единое целое, применяется связка с помощью контактной пары с MPC алгоритмом, которая позволяет жестко связать между собой разнородные элементы без возникновения значительных погрешностей при расчете. В результате описанных действий получены модели лопаток, приведенные на рис. 4.

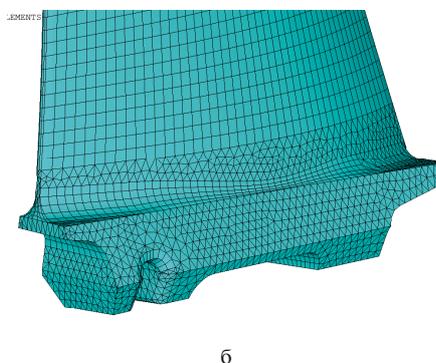


Рис. 4. Конечно-элементные модели лопаток: а – первого рабочего колеса компрессора НД; б – второго рабочего колеса компрессора НД

### 1.2. Разработка моделей дисков

При проведении данного расчета одним из условий было сохранение геометрии диска рабочего колеса. Поэтому при построении диска рабочего колеса использовалась его 3D-модель, ранее созданная в программном пакете Siemens NX. Данная модель представлена на рис. 5.

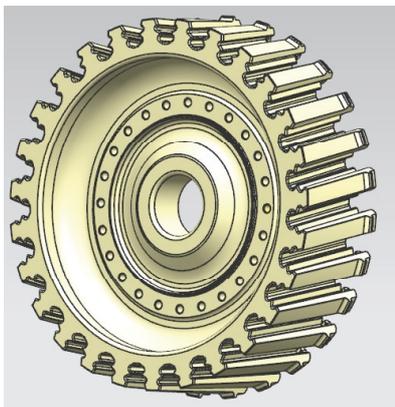


Рис. 5. Трехмерная модель диска первой ступени КНД

Для импорта данной модели в ANSYS из нее вырезался сектор с углом  $360/n$  градусов, где  $n$  - количество лопаток в рабочем колесе. Для исправления возникших при импорте ошибок и удаления мелких элементов, что необходимо для построения более качественной сетки, модель импортировалась из NX в ANSYS *Workbench DesignModeler*, где производилось исправление геометрии паза диска с помощью операций «лечения» геометрии. После исправления сегмент диска импортировался в ANSYS Mechanical так, чтобы лопатка оказалась в пазу диска (рис. 6).

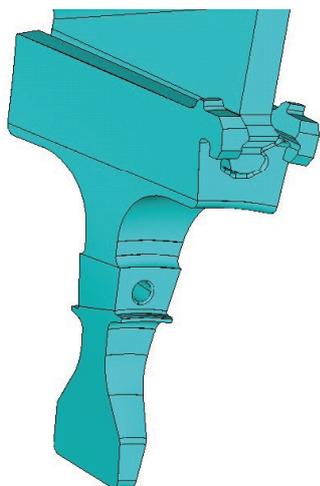


Рис. 6. Сектор диска с лопаткой

Затем на боковую поверхность диска накладывалась свободная поверхностная сетка, при этом для повышения качества сетки, на линии отверстия задавалось определенное количество элементов. Для задания циклической симметрии, предварительно сетка с одной поверхности симметрии копировалась на другую, а на объемы сегмента диска, не включающие хвостовик, накладывалась упорядоченная сетка конечных элементов. Для создания сетки на объем паза предварительно разбивались линии поверхностей паза, а затем накладывалась тетраэдрическая сетка (рис. 7).



Рис. 7. Конечно-элементная модель диска

### 1.3. Граничные условия и нагрузки

На противоположные грани сектора диска накладывалось условие циклической симметрии для обеспечения корректного учета тангенциальных нагрузок, возникающих в диске. Для моделирования взаимодействия хвостовика и паза диска создавались контактные пары с трением. Закрепление моделей осуществлялось либо по поверхностям отверстий, либо по участкам проставок. В качестве действующих нагрузок на рабочие колеса прикладывались нагрузки от действия центробежных сил, а также газовые нагрузки, полученные в результате газодинамических расчетов и затем перенесенные на внешние узлы сетки конечных элементов лопатки.

Аналогичным образом созданы модели остальных рабочих колес. Результаты проведенных расчетов представлены ниже.

2. Результаты расчета статической прочности

2.1. Рабочие колеса компрессора низкого давления

По результатам расчета максимальные напряжения в первом рабочем колесе составили 476 МПа (рис. 8). Предел длительной прочности для материала ВТ9 при температуре 100 °С составляет 800 МПа.

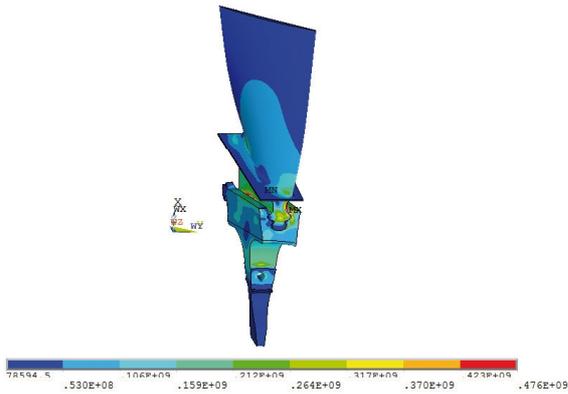


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в первом рабочем колесе

Коэффициент запаса равен:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{800}{476} = 1,68 \quad (1)$$

Коэффициент запаса прочности выше допустимого по нормам прочности ВИАМ (1,6 для диска компрессора при расчете методом конечных элементов).

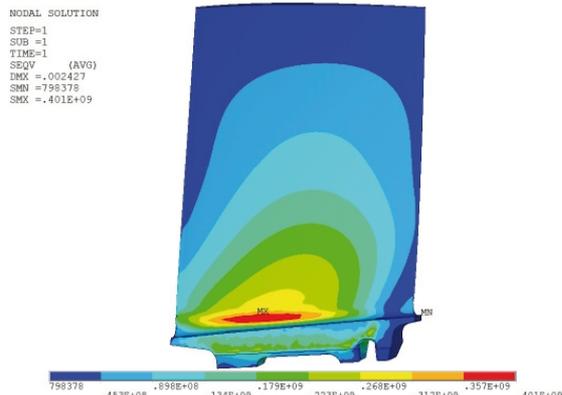


Рис. 9. Эквивалентные напряжения на лопатке второго РК

Допускаемые напряжений для материала лопатки при температуре 268К 800МПа, коэффициент запаса рассчитан по формуле:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{800}{401} = 1,99 \quad (2)$$

Таким образом, лопатка удовлетворяет требованиям норм прочности ВИАМ, в соответствии с которыми для пера лопаток компрессора при расчете методом конечных элементов допускается коэффициент запаса  $K_b = 1,5$ .

Аналогичным образом был проведен расчет на прочность второго рабочего колеса компрессора низкого давления. Результат расчета представлен на рисунке 10.



Рис. 10. Эквивалентные напряжения в диске второго рабочего колеса

Напряжения составляют 193 МПа при допускаемых для сплава ВТ9 при данной температуре 800 МПа. Таким образом, коэффициент запаса составляет:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{800}{193} = 4,15 \quad (3)$$

Для третьего рабочего колеса результат показан на рисунке 11.

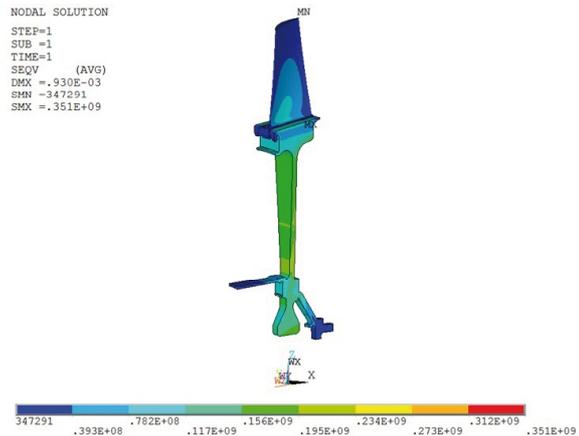


Рис. 11. Эквивалентные напряжения в третьем рабочем колесе

2.2. Рабочие колеса турбины

В турбине низкого давления максимальные эквивалентные напряжения были обнаружены в хвостовике лопатки (рис. 12) и в периферийной части диска (рис. 13).

Максимальные напряжения в лопатке составили 453 МПа, а коэффициент прочности для материала лопатки ВЖЛ12-Э при рабочей температуре 677 °С составляет 700 МПа, таким образом коэффициент запаса составляет:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{700}{453} = 1,54 \quad (4)$$

Таким образом, лопатка удовлетворяет требованиям норм прочности ВИАМ, в соответствии с которыми для пера лопаток компрессора при расчете методом конечных элементов в замке допускается коэффициент запаса  $K_b = 1,3$ .

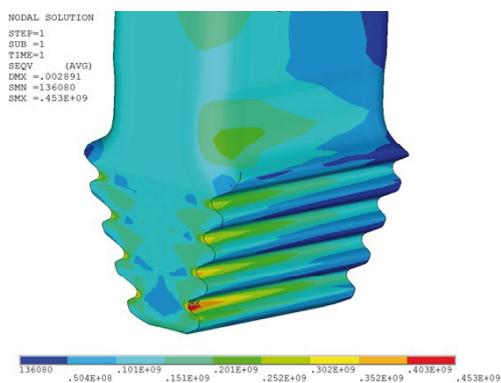


Рис. 12. Эквивалентные напряжения в хвостовике лопатки турбины низкого давления

Диск также удовлетворяет нормам прочности ВИАМ, в соответствии с которыми допускается коэффициент запаса прочности 1,2:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{700}{557} = 1,26$$



Рис. 13. Эквивалентные напряжения в диске турбины низкого давления

Аналогичным образом был проведен расчет на прочность рабочих колес свободной турбины. Результаты расчета представлены на рис. 14 и 15.

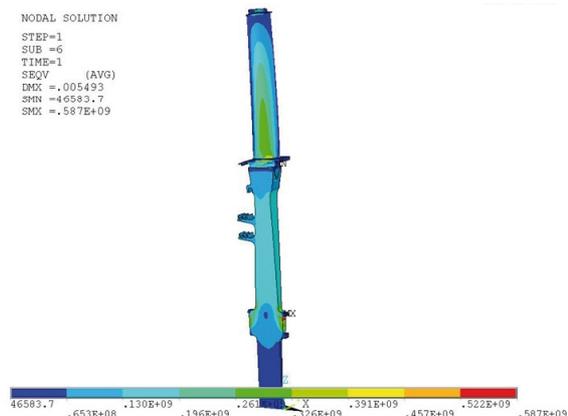


Рис. 14. Эквивалентные напряжения в первом рабочем колесе свободной турбины

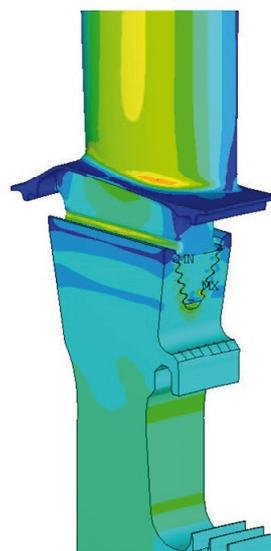


Рис. 15. Эквивалентные напряжения во втором рабочем колесе свободной турбины

### Заключение

Разработанный алгоритм построения моделей позволил существенно сократить временные затраты на перестроение модели лопатки в случае изменения геометрии профилей ее сечений при проведении прочностных и газодинамических расчетов. Кроме того, совместная работа с программой для создания профилей позволила в автоматизированном режиме перестраивать модель за минимальное время. Проведенный расчет лопатки совместно с диском при приложении как центробежных, так и газовых сил подтвердил запасы прочности.

**Литература**

1. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя [Текст] / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

2. ANSYS Theory Manual, 12th edn., SAS IP Inc., 15-65-15-66 (1999).

3. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993 – 640 с.

*Поступила в редакцию 30.05.2014*

**А.О. Шкловец, А.В. Урлапкин, К.В. Бояров. Міцнісне доведення робочих колес модернізованої газоперекачувальної установки НК-36СТ**

*Для модернізованої газоперекачувальної установки розроблені параметричні і непараметричні кінцево-елементні моделі робочих колес компресора і турбіни низького тиску, а також вільної турбіни. Показаний метод побудови різних елементів моделі з накладенням на них впорядкованої і гібридної сітки кінцевих елементів з використанням пакета ANSYS Mechanical. Проведено розрахунки на статичну міцність при одночасній дії відцентрових і газодинамічних навантажень. Показано, що для досліджуваних робочих колес виконуються вимоги по запасах міцності.*

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, лопатка, диск, робоче колесо, статична міцність, газове навантаження, характеристика міцності доведення, параметрична модель.

**A.O. Shklovets, A.V. Urlapkin, K.V. Boyarov. Strength lapping of bladed disks of modernized gas pumping unit NK-36ST**

*For modernized gas compressor unit is designed parametric and non-parametric finite element model of the compressor impellers and low-pressure turbine, and a free turbine. Shows the method of construction of the various elements of the model superimposed on them and ordered the hybrid finite element mesh using the package ANSYS Mechanical. Calculations of static strength under the simultaneous action of centrifugal and gas-dynamic loads. It is shown that the test requirements are met impellers reserves of strength.*

**Key words:** gas turbine engine, blade, disk, rotor wheel, static strength, gas force, strength lapping, parametric model.

УДК 389.6:629.7.01

**А.А. АТАНАСОВА, О.И. ВОЛОШИНА, С.М. СТЕПАНЕНКО**

*ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье, Украина*

## **К ВОПРОСУ О СЕРТИФИКАЦИИ ОРГАНИЗАЦИЙ РАЗРАБОТЧИКОВ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ**

*Рассматриваются требования нормативных документов, которые необходимо соблюдать для успешного прохождения организациями-разработчиками авиационной техники внешних аудитов и инспекционных проверок и получения сертификатов, подтверждающих право организаций разрабатывать АТ. Основными документами в системе управления проектированием и качеством в организации, демонстрирующими соблюдение этих требований, должны стать Руководство по проектированию и Руководство по качеству. Их содержание, а также элементы, которым следует уделить особое внимание, анализируются в статье.*

**Ключевые слова:** *Авиационные правила, организация-разработчик, управление проектированием, управление качеством, одобрение, Руководство по качеству, Руководство по проектированию, стандартизация.*

### **1. Цель получения сертификатов**

В настоящее время сертификация является одной из наиболее эффективных форм подтверждения соответствия авиационной техники (летательных аппаратов, двигателей и компонентов к ним), услуг или систем обеспечения проектирования и качества, функционирующих на предприятии, предъявляемым нормативным требованиям, а также доказательством конкурентоспособности на внутреннем и внешних рынках.

Обязательная сертификация авиационной техники (АТ), а также сертификация систем управления проектированием и качеством на предприятиях, разрабатывающих эту технику, занимает особое место, поскольку она проводится авиационными администрациями и специально уполномоченными организациями разных стран и межгосударственных объединений (американской FAA, европейской EASA, Авиационным регистром Межгосударственного авиационного комитета, Госавиаслужбой Украины) в зависимости от того, где будет эксплуатироваться сертифицируемое изделие. Сертификация проводится на соответствие хотя и гармонизированным, но все же имеющим некоторые отличия авиационным правилам и стандартам менеджмента качества. Поэтому предприятиям, которые разрабатывают авиационную технику для поставок в разные регионы планеты, нужно быть способными доказать, что функционирующие у них системы управления проектированием и качеством отвечают всем предъявляемым требованиям каждой из сертификационных систем.

Учитывая современную географию поставок авиационной техники, для доказательства конкурентоспособности на внутреннем и внешних рынках украинским разработчикам (кроме сертификатов типа) необходимо иметь, как минимум, сертификат организации разработчика АТ на соответствие Авиационным правилам Украины АПУ-21 (Part-21) [1], выданный Госавиаслужбой Украины; для техники, поставляемой в страны СНГ – сертификат организации разработчика АТ на соответствие Авиационным правилам АП-21 [2], выданный АР МАК; для техники, поставляемой в Европу, – сертификат на соответствие утвержденным Постановлением Еврокомиссии (EU) No 748/2012 от 03/08/2012 правилам Part-21 [3], выданный EASA; а кроме этого, на международном рынке АТ необходимо иметь сертификат на соответствие системы менеджмента качества (СМК) предприятия стандартам ISO 9001 [4] и AS/EN/JISQ 9100 [5], выданный сертифицирующей организацией, аккредитованной Международной авиакосмической группой качества IAQG.

### **2. Сходство и различие требований НД**

Анализируя упомянутые выше нормативные документы (НД) можно выделить основные требования, комплексное выполнение которых позволит минимизировать затраты времени и средств на подготовку доказательной базы для каждой из указанных систем сертификации.

Положения вышеупомянутых НД содержат как общие совпадающие требования, так и некоторые различия. В ряде случаев одни и те же требования по существу в разных НД могут

иметь различные формулировки. К основным общим требованиям АП-21, АПУ-21 (Part-21) и Part-21, можно отнести следующие требования к организации-разработчику АТ:

- быть способной поддерживать систему обеспечения качества АТ, которая обеспечивает непрерывный контроль за разработкой, сертификацией и эксплуатацией АТ (разработать, задокументировать, внедрить и поддерживать в рабочем состоянии СМК; осуществлять управление проектами);

- обеспечивать соответствие содержания проекта требованиям сертификационного базиса типа, требованиям летной годности и защиты окружающей среды;

- определить распределение ответственности, процедуры деятельности и ресурсы, необходимые для обеспечения функционирования организации (обязательства руководства; менеджмент ресурсов; инфраструктура; производственная среда; управление оборудованием для производства и измерений);

- самостоятельно контролировать соблюдение и адекватность задокументированным процедурам системы (мониторинг и измерение; внутренние аудиты);

- определить порядок контроля за соответствием требованиям организации поставляемых комплектующих изделий и выполняемых работ (аутсорсинг; верификация закупленной продукции);

- вносить в руководство или пособие по качеству изменения для отражения актуального состояния организации (управление документами, управление записями);

- обеспечить доказательство того, что все подразделения имеют достаточный штат сотрудников, которые обладают необходимыми квалификацией, опытом и соответствующими полномочиями (менеджмент ресурсов; компетентность, подготовка и осведомленность);

- обеспечить полное и эффективное взаимодействие между подразделениями (менеджмент ресурсов).

Согласно АПУ-21 (Part-21) и Part-21 доказательство соответствия организации разработчика АТ указанным выше требованиям должно быть приведено в специальном документе – справочнике (или руководстве по проектированию), в котором непосредственно или через перекрестные ссылки должна быть описана сама организация, существенные процедуры и изделия или изменения, которые вносятся в проектируемые изделия [6]. В АП-21 нет требований о наличии на предприятии специального документа, справочника или руководства, описывающего организацию и ее процедуры по разработке АТ, это может быть представлено в нескольких до-

кументах, но специально выделено требование о наличии отдельного документа – Руководства по качеству.

Существенным отличием АП-21 от Part-21 и АПУ-21 (Part-21) является требование о наличии в организации разработчике АТ Независимой инспекции и о взаимодействии с Независимой инспекцией. Согласно Part-21 и АПУ-21 (Part-21) подобные функции должны выполнять специально аккредитованные авиационной администрацией так называемые инженеры CVE.

Среди других отличительных требований АП-21 можно выделить требования о том, что организация должна определить и специально описать:

- функции структурных подразделений;

- порядок взаимодействия с Авиарегистром и Независимой инспекцией;

- порядок проведения сертификационных работ;

- порядок ведения документации, определяющей типовую конструкцию, а также ряд других требований.

Среди отличительных требований Part-21 и АПУ-21 (Part-21) можно отметить требования к:

- описанию системы управления и информирования сотрудников об изменениях в чертежах, ТУ или процедурах обеспечения проектирования;

- описанию системы учета и хранения записей (управление записями; управление документацией); другие, отличающиеся по своим формулировкам от АП-21 требования.

Что касается применяемых в авиастроении требований к СМК организаций, то, согласно разработанному и принятому Международной авиакосмической группой качества IAQG стандарту AS/EN/JISQ 9100, эти требования существенно жестче общепринятого международного стандарта по СМК ISO 9001. Ряд требований в стандарте AS/EN/JISQ 9100 не свойственный практике проектирования, сложившейся в авиастроительной отрасли СНГ, и поэтому, дабы обеспечить соответствие действующих СМК предприятий сертификационным требованиям этого стандарта, приходится вводить в число процессов разработки АТ ряд новых составляющих. В первую очередь это относится к требованию определять в конструкции и в технологических процессах так называемые ключевые характеристики и управлять их изменениями (в существующей практике разработки АТ в странах СНГ основное внимание уделяется определению и обеспечению надежной работы особо ответственных критических сборочных единиц и отдельных элементов конструкции).

Обязательными для организаций-разработчиков АТ, которые желают иметь сертификат СМК на соответствие стандартам ISO 9001 и особенно AS/EN/JISQ 9100 является наличие в организации стандартизованных процедур по управлению проектами, управлению рисками, управлению конфигурацией, управлению расписанием выполнения проектов и сроками переносов работ, управлению процессами связи с поставщиками и потребителями.

Среди отличительных требований стандартов ISO 9001 и AS/EN/JISQ 9100 также заслуживают особого внимания следующие:

- определение процессов СМК и их взаимодействия;
- определение критериев и методов обеспечения результативности;
- осуществление постоянного мониторинга, анализа, измерения и улучшения процессов СМК;
- определение политики и целей в области качества;
- документальное подтверждение обеспечения удовлетворенности потребителя;
- планирование создания, поддержания и улучшения СМК.

### 3. Как обеспечить выполнение требований?

Рассмотрев предъявляемые разными нормативными документами требования к организации-разработчику АТ, с целью минимизации затраты времени и средств на подготовку доказательной базы для каждой из рассматриваемых в данной статье систем сертификации, следует все вопросы сконцентрировать в двух взаимосвязанных основных документах.

Первый документ – это Руководство по проектированию (справочник организации), документ для предъявления авиационным администрациям и другим специально уполномоченным органам разных стран и межгосударственных объединений (на соответствие АП-21, АПУ-21 (Part-21), Part-21 и частично ISO 9001, AS/EN/JISQ 9100), где будут описаны требования соответствующих НД. В таком документе непосредственно или через перекрестные ссылки должны быть отражены следующие аспекты (с учетом вышеуказанных требований):

- описание предприятия, управления, ответственности;
- процесс проектирования АТ и доказательства ее соответствия требованиям летной годности и охраны окружающей среды;
- управление документацией;
- управление поставками, закупками, договорными работами;
- описание этапов проектирования, изго-

товления опытных изделий, испытаний;

- взаимодействие с предприятиями, серийно изготавливающими разработанную продукцию, и предприятиями, осуществляющими эксплуатацию и техническое обслуживание;
- этапы поддержания типовой конструкции в эксплуатации;
- система контроля в организации-разработчике АТ.

Второй документ – это Руководство по качеству, документ для предъявления организациям, сертифицирующим СМК организации-разработчика АТ (на соответствие стандартам ISO 9001 и AS/EN/JISQ 9100), где следует непосредственно или через перекрестные ссылки описать процедуры по выполнению требований именно этих документов. Акцент в Руководстве по качеству необходимо сделать на управление процессами СМК, а также на документальное подтверждение их выполнения в организации.

### Вывод

Таким образом, анализируя вышеизложенное, можно сделать вывод: для получения сертификатов организации разработчика АТ, выдаваемых Госавиаслужбой Украины, АР МАК, EASA, а также сертификата, выдаваемого сертифицирующими организациями, аккредитованными Международной авиакосмической группой качества IAQG, для организации разработчика АТ целесообразно разработать два основополагающих документа: Руководство по проектированию и Руководство по качеству. В этих документах необходимо комплексно отразить принципы обеспечения требований всех вышеупомянутых НД, четко разделив требования к обеспечению непосредственной разработки АТ и требования к функционированию СМК.

Наличие этих двух документов позволит организации разработчику АТ демонстрировать разным сертифицирующим организациям соответствие требованиям различных НД, используя единую четко структурированную доказательную базу.

### Литература

1. Авіаційні правила України. Частина 21. Сертифікація повітряних суден, пов'язаних з ними виробів, компонентів та обладнання, а також організацій розробника та виробника, АПУ-21 (Part-21). [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.avia.gov.ua/uploads/documents/8740.pdf>. – 129 с.
2. Авиационные правила. Часть 21. Сертификация авиационной техники, организаций разработчиков и изготовителей. АП-21 [Текст]: – М.: ОАО «Авиаиздат», 2013. – 54 с.
3. Commission Regulation (EU) No 748/2012 of 3

august 2012 laying down implementing rules for the airworthiness and environmental certification of aircraft and related products, parts and appliances, as well as for the certification of design and production organisations // Official Journal of the European Union. – 2012. L224/1 – L224/85 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:224:0001:0085:en:PDF>.

4. Системи управління якістю. Вимоги. (ISO 9001:2008, IDT): ДСТУ ISO 9001-2009. – Чинний від 01.09.2009. – Держстандарт України,

2001. – 32 с.

5. AS/EN/JISQ 9100 Quality Management Systems for Aerospace Industry. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.sae.org/iaqg/publications/standards.htm>.

6. Степаненко С.М. Вопросы стандартизации управления проектированием в соответствии с авиационными правилами АПУ-21 // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Науково-технічний журнал. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2013. – Вип. 7(104). – С. 251 – 254.

**А.А. Атанасова, О.И. Волошина, С. М. Степаненко. До питання про сертифікацію організацій-розробників авіаційної техніки**

*Розглядаються вимоги нормативних документів, яких необхідно дотримуватися для успішного проходження організаціями-розробниками авіаційної техніки зовнішніх аудитів і інспекційних перевірок і отримання сертифікатів, що підтверджують право організацій розробляти АТ. Основними документами в системі управління проектуванням і якістю в організації, що демонструють дотримання цих вимог, повинні стати Керівництво по проектуванню і Керівництво з якості. Їх зміст, а також елементи, яким слід приділити особливу увагу, аналізуються в статті.*

**Ключові слова:** Авіаційні правила, організація-розробник, управління проектуванням, управління якістю, схвалення, Керівництво з якості, Керівництво по проектуванню, стандартизація.

**A.A. Atanasova, O.I. Voloshyna, S.M. Stepanenko. Certification of aeronautical equipment development organizations**

*The publication addresses the requirements of regulatory documents that must be observed by the aeronautical equipment development organizations in order to pass successfully external audits and inspections, and obtain certificates confirming the right of organizations to develop AE. The main documents in the design and quality management system of the organization, demonstrating compliance with these requirements, shall be Design Manual and Quality Manual. Their contents, as well as elements that should be focused on, are analyzed in the paper.*

**Key words:** Aviation regulations, development organization, design management, quality management, approval, Quality Manual, Design Manual, standardization.

УДК 629.735.45:621.833(031)

В.Н. ЖУРАВЛЕВ<sup>1</sup>, А.В. ПАПЧЕНКОВ<sup>2</sup>, С.А. БОРЗОВ<sup>1</sup><sup>1</sup>ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», <sup>2</sup>ОАО «Мотор Сич»

## МЕТОДИЧЕСКАЯ АДЕКВАТНОСТЬ СПЕКТРАЛЬНОЙ МОДЕЛИ В ЗАДАЧЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РОТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ГТД

*Рассматривается задача, суть которой состоит в анализе адекватности спектральной математической модели при техническом диагностировании состояния роторных деталей редукторов газотурбинных двигателей. По результатам экспериментальных исследований сделан вывод о нестационарности вибросигналов ГТД и поставлен под сомнение факт полной информационной адекватности метода гармонического анализа. Экспериментально доказано, что функции спектральной плотности мощности и спектра амплитуд вибросигнала роторных деталей редуктора отличаются на всех режимах работы двигателя.*

**Ключевые слова:** техническая диагностика, спектральная математическая модель, роторные детали ГТД.

### Постановка задачи

В основе спектральной математической модели вибросигналов (ВС) роторных деталей газотурбинных двигателей (ГТД) лежит метод обратимых преобразований по системе ортогональных функций. Главное достоинство таких преобразований состоит в том, что они позволяют представить анализируемый сигнал  $s(t)$  в виде конечной суммы  $k$  независимых, *детерминированных* на интервале времени анализа  $T_a$ , составляющих  $s(t) = \sum_k A_k \psi_k(t)$ . При этом, применительно к роторным деталям редукторов ГТД, традиционная физическая модель предполагает, что синтез каждой составляющей  $A_k \psi_k(t)$  выполняет деталь с постоянной частотой вращения на интервале времени анализа  $T_a$ . Частоты вращения и их допустимые отклонения заданы параметрами системы управления ГТД и режимом его работы.

За многие годы был накоплен значительный научный и экспериментальный материал, разработаны и внедрены соответствующие методы и программно-аппаратные средства технического диагностирования, эффективность которых подтверждается годами их активной эксплуатации. Тем не менее, по-видимому, именно двигателестроение явилось отраслью, в которой специалисты столкнулись с фактом исчерпания возможностей общепринятой спектральной модели для диагностирования многих дефектов

деталей. Развитие дефектов происходило без обнаружения каких-либо значимых изменений в составляющих  $A_k \psi_k(t)$  амплитудного спектра во всем штатном и расширенном частотных диапазонах.

Вышесказанное определяет актуальность научно-технической задачи исследования методических источников погрешностей спектральной модели путем анализа адекватности модели параметрам физического процесса излучения энергии вибраций роторными деталями редукторов ГТД. Результаты исследований позволят определить источники информационной погрешности метода и пути их минимизации.

### Основная часть

Предполагая на данном этапе исследований идеальную работу системы управления ГТД в части обеспечения постоянства частот вращения  $\omega$  роторных деталей на интервале времени анализа  $T_a$ , проведем анализ методической адекватности спектральной математической модели параметрам сигнала физического процесса генерации информационных составляющих вибросигналов зубчатых пар редуктора ГТД.

**Идея спектральной модели.** В существе спектрального подхода можно выделить две основные идеи: синтеза и анализа информационной и идентификационной (по отношению к роторной детали) составляющих ВС. Под спектральным синтезом ВС традиционно понимается процесс информационного генерирования роторными деталями детерминированных ортогональных составляющих  $A_k \psi_k(t)$  с их

пространственным суммированием по длине волновода корпуса двигателя. Количество  $k$  ортогональных составляющих и значения их весовых коэффициентов  $A_k$  аутентифицируют информационную и идентификационную составляющие ВС. Под спектральным анализом, соответственно, понимается процесс информационного разложения сигнала  $s(t)$  на ортогональные составляющие  $s(t) = A_k \psi_k(t)$  с их последующей информационной обработкой в системе технической диагностики.

Учитывая требования и ограничения, предъявляемые спектральными методами к параметрам функции ВС  $s(t)$ , проведем теоретический и экспериментальный анализ адекватности методики обработки параметрам физического процесса синтеза ВС.

**Теоретический анализ.** Наибольшее применение в спектральном анализе получила система базисных комплексных экспоненциальных функций [1]. Традиционно утверждается, что при известных выражениях базисных функций  $\psi_k(t) = \exp(-j\omega t)$  сигнал  $s(t)$  однозначно определяется совокупностью коэффициентов  $A_k$  и может быть *абсолютно точно* восстановлен по этим коэффициентам. Таким образом, любая функция гильбертова пространства может быть представлена в виде комплексного ряда Фурье, который лежит в основе спектральной модели ВС.

При практических применениях ряд Фурье ограничивается определенным количеством членов  $k$ . Ограничение числа членов ряда означает аппроксимацию бесконечномерного сигнала  $k$  – мерной системой базисных функций, определяющих амплитудный и фазовый спектр сигнала с определенной *методической* погрешностью в зависимости от количества членов разложения  $k$ . Ограничение интервала анализа  $t \in [Ta]$ , которое определяет погрешность анализа частоты, приводит к дополнительным (в сумме с вышеуказанной) погрешностям, которые влияют на *информационную* адекватность. Кроме того, тригонометрические (и связанные с ними комплексно-экспоненциальные) функции являются собственными (детерминированными на интервале интегрирования  $Ta$ ) функциями и поэтому пригодны для исследования информационных характеристик и параметров сигналов, у которых изменения параметров во времени отсутствуют. В противном случае на практике получают осредненные на интервале анализа значения коэффициентов  $A_k$ .

С позиций анализа ВС в частотной области и точного восстановления его после преобразований можно отметить *недостатки разложения сигналов в ряды Фурье*, отметим основные из них.

1. Ограниченная информативность анализа на несогласованных с сигналом временных интервалах и практически полное отсутствие возможностей анализа параметров особенностей сигналов (сингулярностей), т.к. в частотной области происходит «размытие» особенностей сигналов (разрывов, ступенек, пиков и т.п.) как по окну анализа, так и по всему частотному диапазону спектра. Так, например, преобразование Фурье не различает сигнал с суммой двух синусоид (стационарный сигнал) от сигнала с двумя последовательно следующими синусоидами с теми же частотами (нестационарный сигнал), т.к. спектральные коэффициенты  $A_k$  вычисляются интегрированием по всему интервалу  $Ta$  анализа сигнала, т.е. идентифицируют качественный спектральный состав. Преобразование Фурье в принципе не имеет возможности анализировать частотные характеристики сигнала в произвольные моменты времени.

2. Детерминированные тригонометрические собственные базисные функции разложения не способны в принципе отображать перепады сигналов с бесконечной крутизной изменения параметра, т.к. для этого требуется бесконечно большое число членов ряда. При ограничении числа членов ряда Фурье в окрестностях скачков и разрывов восстановленного сигнала возникают осцилляции (эффект Гиббса).

Примером квазистационарного может быть процесс передачи крутящего момента при смене работающих зубьев пары шестерен. При смене длины контактных линий, скорости в зацеплении, скорости перемещения точек контакта и т.п. физическая модель может содержать разрыв первой производной ВС [2].

Как видно из вышеизложенного, адекватность спектрального метода анализа ВС физической модели излучения энергии вибраций **полностью определяется параметром детерминированности сигнала  $s(t)$  на анализируемых временных интервалах**. Для квантованного по величине и дискретного во времени ВС  $s(t, \Delta t)$ , в общем случае случайного процесса, требование детерминированности полностью соответствует требованию стационарности [3].

**Экспериментальные исследования.** В последующих экспериментальных исследованиях будем определять основные характеристики и параметры стационарности сигнала  $s(t, \Delta t)$  как дискретного случайного процесса (СП),

т.е. представим ВС в виде числового ряда, отражающего значения функции  $s(t)$  через детерминированные дискретные интервалы времени  $\Delta t \ll T_a$ , определяемые частотой дискретизации аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Строгое определение стационарности случайного процесса подразумевает неизменность функции распределения плотности вероятностей (ФРПВ) его значений

$w_{p_n} [s(t, \Delta t)]$ ,  $t \in (\Delta t)$ ,  $t \in (T_a)$  произвольного порядка  $n$  на любых временных интервалах его реализаций  $t \in [T_p]$ , в частном случае одномерная

$w_{p_1} [s(t)]$  ФРПВ:

$$w_{p_1} [s(t, \Delta t)] = \frac{\partial F [s(t, \Delta t)]}{\partial s(t, \Delta t)}, \quad (1)$$

где  $F [s(t, \Delta t)] = P [s(t, \Delta t) < x]$  – интегральная функция распределения. Независимость ФРПВ определяет постоянство моментов этих реализаций: среднего, дисперсии, асимметрии и эксцесса как необходимых, но недостаточных условий стационарности. Менее строго (в широком смысле по А.Я. Хинчину [3]) стационарность характеризует неизменность автокорреляционных функций:

$$R_{ss}(t, \Delta t, \tau) = \int_0^{T_a} [s(t, \Delta t), s(t, \tau)] d\tau, \tau \in (T_a). \quad (2)$$

Корреляционная теория определяет интервал стационарности как время корреляции АКФ  $\tau_0$ , который рассчитывается [4] как половина ширины основания прямоугольника единичной высоты, площадь которого равна площади под графиком АКФ:

$$\tau_0 = \frac{1}{2} \int_0^{T_a} R_{ss}(t, \Delta t, \tau) d\tau \Big|_{R_{ss} > 0}, \quad (3)$$

Таким образом, аргументированным требованием, ограничивающим (но не исключающим) применение спектральных методов как инструмента параметрического информационного анализа, является строгое требование стационарности функции сигнала  $s(t)$  на исследуемых временных интервалах  $T_a$ , которые анализируются на определенных режимах работы двигателя. Координатная разрешающая способность оконного преобразования определяется интервалом времени  $T_a$  и обратно пропорциональна частотной  $\Delta \omega$  разрешающей способности. При интервале времени,

равном  $T_a$ , частотная разрешающая способность определяется значением  $\Delta \omega = \frac{2\pi}{T_a}$ . Для оконного преобразования Фурье вышеперечисленные требования и ограничения являются принципиальными. Разрешающая способность локализации определяется принципом неопределенности Гейзенберга – невозможно получить произвольно точное частотно-временное представление сигнала, то есть нельзя определить для какого-то момента времени, какие спектральные компоненты присутствуют в сигнале. Чем уже окно, тем лучше временное разрешение, но хуже частотное, и наоборот. Кроме того, чем уже окно, тем более строгими становятся наши предположения о стационарности сигнала в пределах окна.

#### *Результаты экспериментальных исследований*

В качестве объекта исследований был определен редуктор двигателя АИ-450-МС, который предназначен для привода электрического генератора собственных нужд самолета АН-140. Выбор ГТД определялся целью более полной адекватностью физической модели в части стабильности параметров момента нагрузки и частоты вращения роторных деталей главного редуктора привода. Анализировался сигнал  $s(t)$  излучения энергии, выделяющейся при пересопрежении зубьев шестерен в процессе передачи крутящего момента  $M(t)$ .

В качестве устройств преобразования механических вибраций в электрический сигнал были определены датчики виброускорения АВС177 с максимальной частотой преобразования 30 кГц (линейность амплитудно-частотной характеристики не хуже 1 дБ). Чувствительный элемент датчика преобразует плотность потока энергии сигнала вибраций  $s_v(t)$ , в соответствии со своей весовой функцией  $g(t - \tau)$ , в выходной сигнал:

$$s(t) = \int_0^{\tau} s_v(\tau, \Delta t) g(t - \tau) d\tau, \quad (4)$$

$$\tau \in (\Delta t) \in t$$

где  $\tau$  – постоянная времени преобразователя, соответствующая его резонансной частоте.

Аналого-цифровое преобразование выполнялось аппаратурой МІС-300 с частотой дискретизации  $f_d = 1/\Delta t = 216$  кГц. Анализировался сигнал горизонтальных вибраций опоры ведущей шестерни главного редуктора. Нагрузка двигателя изменялась: от  $0.6M_{\max}$  (0–25)с,  $M_{\max}$  (26–50)с и  $0.6M_{\max}$  (51–180)с. Интервал времени окна анализа выбран  $T_a = 1$ с из сообра-

жений информационной точности определения девиации частоты пересопряжения.

На рис.1 приведен график изменения анализируемого сигнала  $s(t)$  во времени.

Анализ изменения первой производной  $\frac{ds(t)}{dt}$  функции позволяет сделать вывод о достаточной частоте дискретизации исследуемого процесса. На данном этапе мы не учитываем интегральные процессы (4) диссипации энергии сигнала вибраций и акустической эмиссии в кристалле преобразователя АВС117. Над графиком приведены статистические параметры

СП на интервале времени 820 мс, их анализ позволяет сделать вывод о несоответствии ФРПВ нормальному закону.

На рисунке 2 приведены результаты анализа функций статистических параметров ФРПВ(1), рассчитанных на интервале времени  $T_a$ , в части соответствия гипотезе о стационарности.

На рисунках 2, 3 приведены результаты анализа функций статистических параметров ФРПВ(1): математического ожидания и среднего квадратического отклонения, рассчитанных на интервале времени  $T_a$ , в части соответствия гипотезе о стационарности

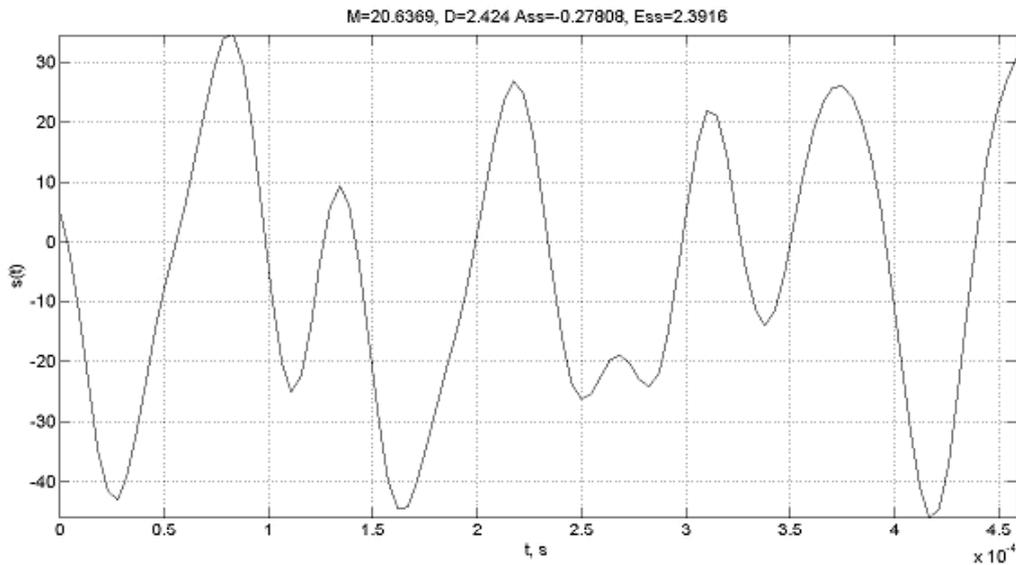


Рис. 1. График изменения сигнала виброускорения во времени

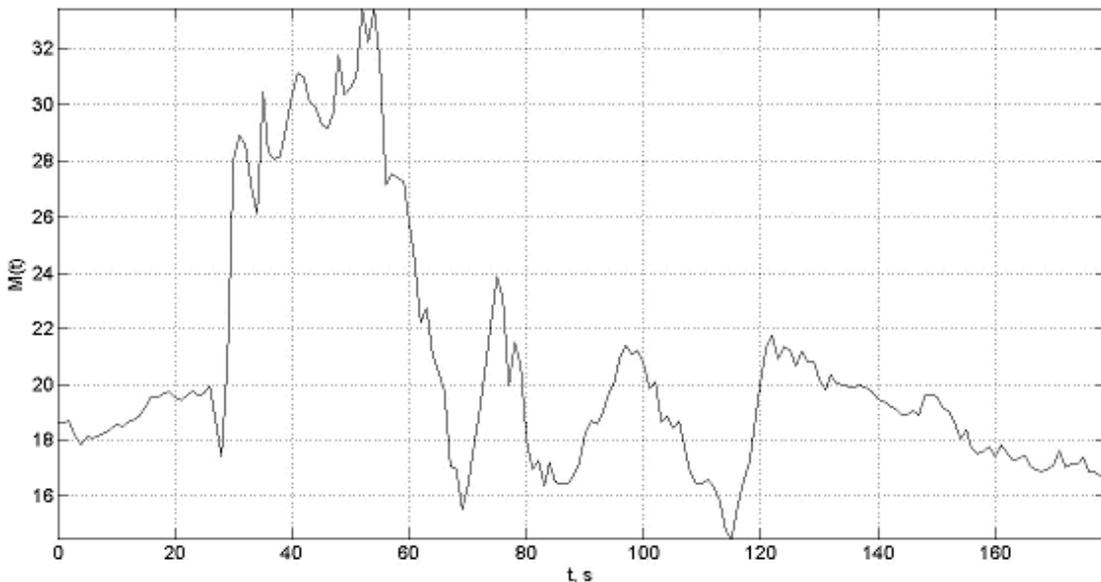


Рис. 2. График изменения математического ожидания

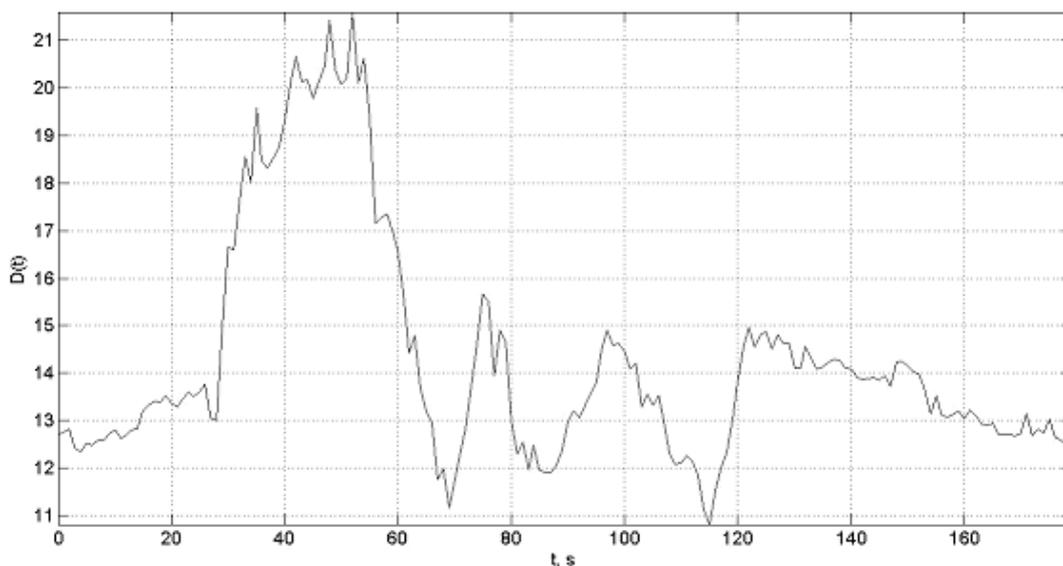


Рис. 3. Графики изменения среднего квадратического отклонения

Анализ вариабельности функций статистических моментов позволяет сделать вывод об ошибочности гипотезы о строгой стационарности ВС, что свидетельствует о неадекватном применении метода спектральных преобразований, в части определения спектра амплитуд и фаз. Этот вывод позволяет обосновать факты случайного распределения значений погрешности метода и его нечувствительности к незначительным изменениям исследуемого сигнала при зарождении дефектов деталей ГТД.

Для оценки различий временных функций исследуемого сигнала проведен анализ инфор-

мационного расстояния методом расчета коэффициента корреляции Пирсона  $r_s(t)$  [4]. График рассчитанной функции приведен на рис. 4.

Анализ показывает, что коэффициент корреляции изменяется от минус 0,5 до плюс 0,5, что свидетельствует о практически полной «непохожести» сигналов на интервалах анализа. Однако остается возможность качественного анализа присутствия размытых спектральных составляющих со статистическим определением (осреднением) амплитуд методом расчета спектральной плотности мощности в соответствии с теоремой Винера-Хинчина.

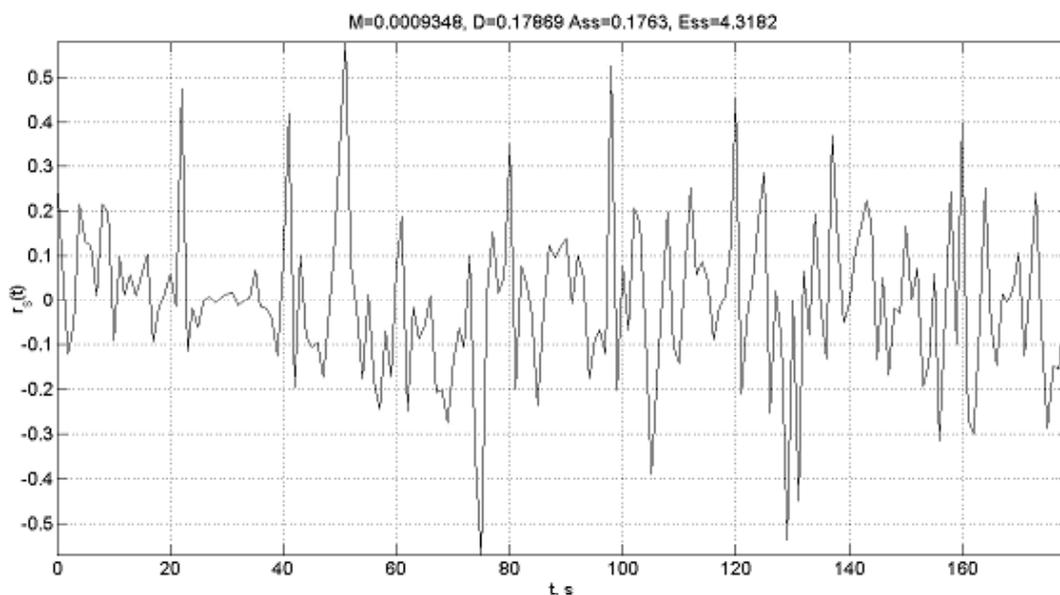


Рис. 4. График изменения коэффициента корреляции

Для подтверждения гипотезы квазистационарности, в части корректного применения теоремы, проведен анализ в части ослабленного критерия (по А.Я. Хинчину), для этого

исследован график семейства автокорреляционных (2) функций (рис. 5) ВС на интервалах времени  $T_a$ , примыкающих друг к другу без перекрытия.

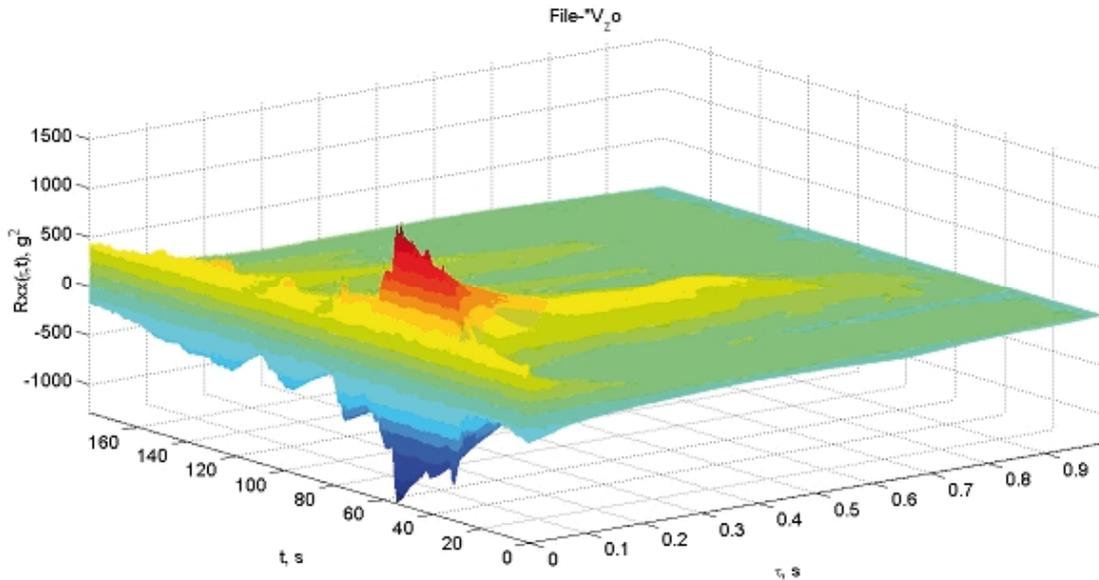


Рис. 5. График семейства автокорреляционных функций

Анализ графиков показывает варибельность функций, как в части интервала стационарности (от 50 мс до 400 мс), так и в части основного энергетического параметра – дисперсии на всех режимах работы ГТД. Данный факт подтверждает предварительный вывод о несоответствия ФРПВ условиям стационарности [4], а также случайности и аналитической неопределенности погрешности метода. Как и при анализе времен-

ной реализации сигнала была рассчитана функция изменения коэффициента корреляции  $r_R(t)$  автокорреляционных функций (рис. 6), который отражает процесс варибельности интервала корреляции (3).

Приняв гипотезу квазистационарности сигналов вибраций, для решения задачи спектральной оценки амплитуд роторных и зубцовых сигналов применим метод расчета спектральной плотности мощности:

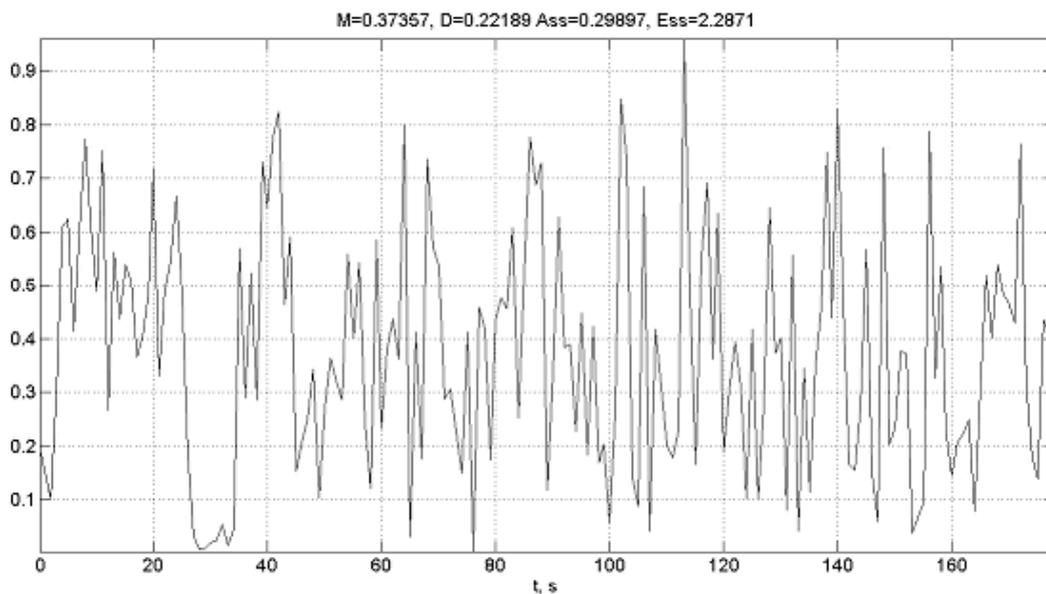


Рис. 6. График изменения коэффициента корреляции автокорреляционных функций

$$N(\omega) = \int_0^{T_a} R_{ss}(t, \tau) \exp(-j\omega t) dt, \quad (5)$$

$t \in [T_a], \omega \in [\Delta\Omega]$

где  $\Delta\Omega$  – полоса частот анализа, который, в соответствии с теоремой Винера-Хинчина обладает меньшей погрешностью, чем расчет

спектра амплитуд. Для определения погрешности расчета амплитуд вибраций на роторных и зубцовых частотах был проведен сравнительный анализ результатов расчета спектра амплитуд (в единицах ускорения  $g(t)$ ) (рис. 7) и спектральной плотности мощности (в единицах ускорения на один Гц  $g(t)/\text{Hz}$ ) (рис. 8).

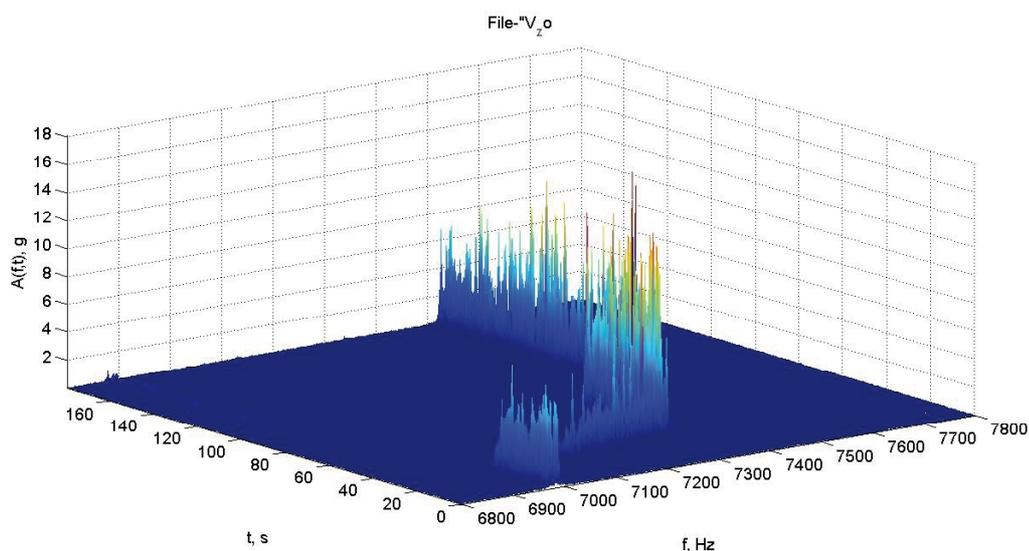


Рис. 7. Графики изменения спектра амплитуд

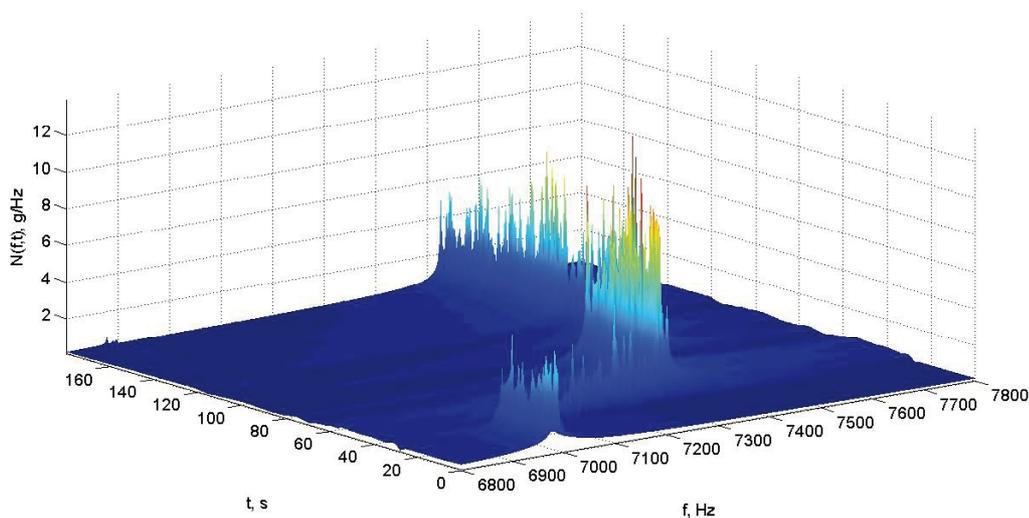


Рис. 8. Графики изменения спектральной плотности мощности

Анализ графиков позволяет сделать вывод, что метод анализа спектральных амплитуд завышает, в исследуемом варианте, виброоценку, по сравнению с методом анализа СПМ (5) приблизительно на 20%. Подтверждение данного факта требует дополнительных исследований и, в связи с доказанным свойством их случайности, статистической оценки погрешности измерений.

### Выводы

Анализ результатов проведенных экспериментальных исследований показывает, что установлен факт несоответствия параметров и характеристик исследуемых сигналов требованиям условий стационарности. Можно констатировать, что решена задача определения причин variability погрешности при применении метода спектрального анализа.

В результате анализа вышеизложенного можно сделать вывод о **несоответствии ВС требованиям стационарности на интервале квазистационарности**  $T_a$ , что обуславливает:

1. Неполную методическую адекватность метода анализа спектра амплитуд. Результаты применения методов спектрального анализа могут быть применены только в части качественного исследования параметров СПМ вибросигналов роторных деталей редукторов ГТД, при этом необходимо учитывать, что в связи с внутренним методическим анализом АКФ разные вибросигналы могут иметь одинаковые характеристики и параметры СПМ. Необходимо учитывать, что качественная оценка предполагает идентификацию присутствия размытых спектральных составляющих с практически неопределенными амплитудами.

2. При цифровой обработке вибросигналов роторных деталей редукторов ГТД нельзя применять теорему В.А. Котельникова о дискретизации, которая принципиально базируется на свойстве стационарности и жестко связана с верхней частотой анализируемого сигнала, что является отдельной актуальной прикладной

научно-технической задачей.

Принятая гипотеза о квазистационарности ВС позволяет применить метод анализа спектральной плотности мощности. Экспериментально показано, что метод определения спектральных амплитуд завышает, в исследуемом варианте, виброоценку, по сравнению с методом анализа СПМ приблизительно на 20%.

#### Литература

1. Солодовников А.И. Основы теории и методы спектральной обработки информации. [Текст] / Солодовников А.И., Спиваковский А.М. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1986. – 272 с.
2. Статика и динамика механизмов с зубчатыми передачами [Текст] / М.Д. Генкин, Э.Л. Айрапетов – М., «Наука», 1974. – 214 с.
3. Френсис Л. Теория сигналов [Текст] / Френсис Л. – М.: Сов. радио, 1974. – 344 с.
4. Брандт З. Статистические методы анализа наблюдений [Текст] / Брандт З. – М.: Мир, 1975. – 312 с.

Поступила в редакцию 12.06.2014

#### **В.Н. Журавльов, А.В. Папчонков, С.А. Борзов. Методична адекватність спектральної моделі в завданні технічного діагностування роторних деталей редукторів ГТД**

*Розглядається завдання, суть якого полягає в аналізі адекватності спектральної математичної моделі при технічному діагностуванні стану роторних деталей редукторів газотурбінних двигунів. За результатами експериментальних досліджень зроблено висновок про нестационарність вібросигналів ГТД і поставлено під сумнів факт повної інформаційної адекватності методу гармонійного аналізу. Експериментально доведено, що функції спектральної щільності потужності й спектра амплітуд вібросигналу роторних деталей редуктора відрізняються на всіх режимах роботи двигуна.*

**Ключові слова:** технічна діагностика, спектральна математична модель, роторні деталі ГТД.

#### **V.N. Zhuravlev, A.V. Papchonkov, S.A. Borzov. Method adequacy of fourier model in the technical diagnostic task for rotor parts of gas turbine engine reduction gears**

*The core of consider task consist of analyze of adequacy spectral mathematical model to help with diagnostics rotor parts of reduction gears of gas turbine engine. According to experimental research was made a conclusion about not steady-state character of vibration signals gas turbine engine and disprove the fact of fully information adequacy Fourier analysis method. Experimentally proof spectral density and spectral analyze vibration signal of rotor parts of reduction gears is differentiate during engine behavior.*

**Key words:** technical diagnostic, spectral mathematical model, rotor parts of gas turbine engine.

УДК 621.378:535

**Р.Х. МАКАЕВА, А.Х. КАРИМОВ, А.М. ЦАРЕВА, Б.Р. ГАЙФУЛЛИН**

*Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева – КАИ (КНИТУ-КАИ), Россия*

## **НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ ПЕРЕГРЕВА ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ**

*Статья посвящена исследованиям возможности применения голографической интерферометрии для неразрушающего контроля перегрева материала лопаток турбины ГТД. Исследовались вибрационные характеристики деталей: собственные частоты и резонансные формы колебаний лопаток до и после перегрева. Экспериментальные исследования проводились методом голографической интерферометрии усреднения по времени. Установлено, что перегрев материала лопаток ведет к снижению значений собственных частот колебаний лопаток, а также — к изменению картины резонансных форм колебаний в высокочастотном диапазоне. Результаты исследований показывают возможность применения голографической интерферометрии для неразрушающего контроля перегрева лопаток турбины ГТД.*

**Ключевые слова:** лопатка турбины, вибрация, собственные частоты, формы колебаний, голографическая интерферометрия.

Долговечность и надежность авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) определяется не только конструктивными решениями, но и во многом зависит от материалов деталей двигателя. В виду особых эксплуатационных условий: лопатки турбины — как самые нагруженные детали самолета — изготавливаются из жаропрочных сплавов, так как они должны сохранять повышенную прочность при высоких температурах.

В процессе эксплуатации ГТД случаются неисправности двигателей, сопровождаемые повышением температуры газов в турбине. При этом происходит перегрев лопаток. Под перегревом подразумевают нагрев материала всей лопатки или ее части до температуры, превышающей расчетную для данного сплава. Расчетная температура для сплава определяется принятыми соотношениями напряжений и длительностью работы лопатки на максимальных режимах двигателя [1]. Обычно расчетная температура нагрева лопаток в эксплуатации, несколько ниже температуры, характерной для относительно устойчивого структурного состояния сплава. Поэтому при нормальной эксплуатации двигателя материал лопатки турбины сохраняет в основном структуру и прочностные свойства, приданные ему термической обработкой в процессе изготовления детали.

Перегрев лопаток турбины ГТД, если он не вызывает их оплавление или трещин ползучести, приводит к быстрым структурным изменениям в сплаве, особенно в поверхностных

слоях. При этом материал лопатки теряет оптимальную структуру, в результате чего меняются его механические свойства.

Одной из наиболее значимых деталей в газотурбинном двигателе является рабочая лопатка турбины I-й ступени. На ее работоспособность влияют факторы, обусловленные высокими динамическими нагрузками, а также превышением расчетных параметров двигателя по температуре в эксплуатации. Закономерные изменения в материале лопаток под действием указанных факторов приводят к преждевременному старению материала.

Перегрев вызывает ухудшение прочностных характеристик сплавов, в результате чего образуются дефекты. В настоящее время перегрев деталей из жаропрочных сплавов определяется разрушающими методами контроля: из лопаток вырезают образцы для контроля структурного состояния материала.

О материале жаропрочных сплавов можно судить по их деформационным характеристикам. Известно, что деформация зависит от механических свойств, обусловленных состоянием материала. В случае перегрева происходит изменение механических свойств материала, уменьшается изгибная жесткость, а это может привести к изменению картины поля деформации на лопатке.

Изменение характера деформации лопатки хорошо определяет голографическая интерферометрия.

Известна работа М.А. Заруцкого по обнаружению изменений структуры материала

лопаток турбины из жаропрочного никелевого сплава ЭИ-437. В этой работе детали нагружали изгибным деформирующим усилием. Изменение геометрии поверхности фиксировали голографическим методом двух экспозиций. На голографических интерферограммах лопаток получали картины регулярных полос, количество которых при фиксированных нагрузках зависело от разной эксплуатационной наработки и перегрева лопатки.

Таким образом, при заданных условиях нагружения была выявлена связь между числом интерференционных полос на интерферограмме и структурным изменением материала лопаток турбины.

Наиболее информативными являются голографические интерферограммы колебаний объектов на высоких частотах [3], поскольку установлено, что лопатки почти каждого типа дают одинаковые картины собственных форм на низких частотах (100...15000 Гц) независимо от их конфигурации и размеров. На более высоких частотах картины собственных форм в большей степени зависят от физических характеристик лопаток.

Известно, что изучение собственных частот объектов основывается на исследовании резонансных колебаний, при которых частота возмущающей силы близка к его одной из собственных частот и резонансные вибрации воспроизводят форму одного из собственных колебаний объекта [4].

В работе использовался голографический метод анализа колебаний, предложенный Пауэллом и Стетсоном [5].

Эксперимент проводился на рабочей лопатке I-й ступени ГТД, изготовленной из жаропрочного сплава ЖСБУВИ. Деталь крепилась в специальном приспособлении. Условия закрепления лопаток оставались неизменными. Разброс резонансных частот при многократных идентичных закреплениях лопатки была поряд-

ка 0,7% относительно среднеарифметического значения параметра. Возбуждение колебаний, контроль частот и регистрация голограмм производились способом, описанным в работе [6].

В результате эксперимента были получены голографические интерферограммы резонансных форм колебаний лопатки турбины I-й ступени ГТД в диапазоне частот 600...36000 Гц. Амплитуда колебаний подбиралась таким образом, чтобы на интерферограмме было достаточное количество разрешенных интерференционных полос. При этом фиксировались уровень нагрузки (В) и уровень возбуждения колебаний по отклику микрофона (дБ).

Затем лопатки подвергались термическому воздействию путем нагревания ее в печи при температуре 1150 °С в течение 30 минут. Металлографические исследования показали изменение структуры металла в связи с разупрочнением сплава.

Охлажденная лопатка устанавливалась в приспособлении, и в ней возбуждались резонансные колебания тем же способом.

Для сравнения состояния перегретой лопатки с прежним ее состоянием необходимо было получить одинаковые по амплитуде картины форм колебаний. Это достигалось посредством регулировки подающего от генератора на вибратор сигнала. Последний генерировал тот же уровень возбуждения колебаний лопатки, что и при регистрации голографических интерферограмм лопатки в исходном состоянии. Однако для получения прежних значений отклика (дБ), а, следовательно, тех же самых амплитуд, необходимо было усиливать сигнал уровня вибрационного нагружения (В). Можно сделать предположение, что перегретый материал лопатки обладает более высокими демпфирующими свойствами.

В табл. 1 приведены результаты замеров значений резонансных частот колебаний лопатки

Таблица 1

Значения собственных частот колебаний лопатки турбины I-й ступени ГТД, Гц		Разница значений собственных частот, Гц	Уровень возбуждения колебаний, дБ
до перегрева	после перегрева		
9171	9057	114	79
11019	10896	123	75
24327	23938	389	80
24752	24368	384	70
27814	27566	248	68
29214	28705	509	73
29548	29032	516	70
31173	30799	374	65
35446	34801	645	58
36219	35500	719	55

На рис. 1 представлены некоторые интерферограммы форм колебаний лопатки, зафиксированных в указанном диапазоне.

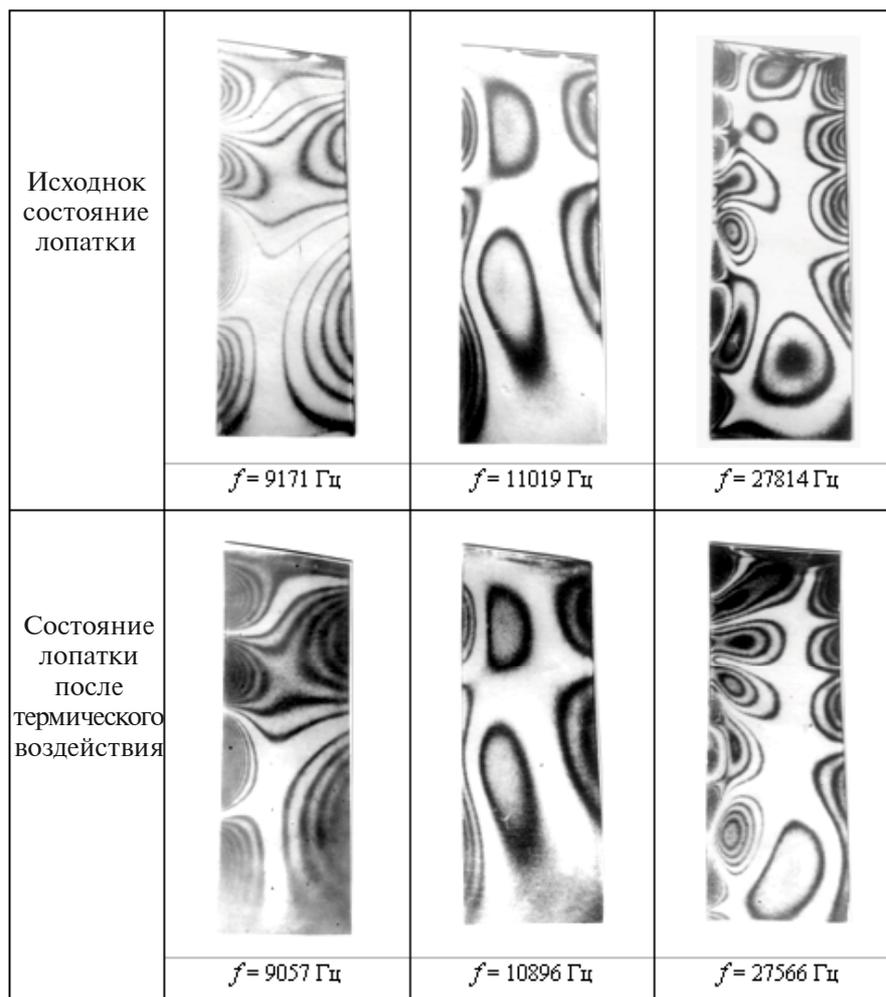


Рис. 1. Голографическая идентификация состояния лопатки до и после перегрева

турбины I-й ступени ГТД. Анализ частотных характеристик показывает, что перегрев материала сопровождается изменением значений резонансных частот в сторону уменьшения.

Сравнение форм колебаний лопатки до и после теплового воздействия показало, что интерферограммы низкочастотных колебаний, например, при  $f = 9117 \text{ Гц}$ ,  $f = 11019 \text{ Гц}$  (формы колебаний лопатки в исходном состоянии) и при  $f = 9057 \text{ Гц}$ ,  $f = 10896 \text{ Гц}$  (формы колебаний лопатки после термического воздействия) имеют идентичный характер и заметно не отражают изменения деформационных свойств материала.

Эксперименты показали, что в частотном диапазоне свыше  $25000 \text{ Гц}$  картины резонансных форм колебаний чувствительны к изменению деформационных характеристик. Это проявилось в изменении рисунка форм колебаний лопатки в перегретом состоянии

по сравнению с начальным. На примере высокочастотных форм колебаний при  $f = 27814 \text{ Гц}$  (лопатки в исходном состоянии) и  $f = 27566 \text{ Гц}$  (форма колебаний лопатки после термического воздействия) видно изменение поля деформации на поверхности лопатки вдоль выходной кромки, выраженное изменением характера интерференционных полос.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что между характером картин высокочастотных форм колебаний по голографическим интерферограммам и состоянием материала жаропрочных сплавов существует связь. Локальные изменения состояния материала в результате перегрева можно определить по изменению рисунка высокочастотных форм колебаний.

Проведенные исследования показали возможность применения голографической ин-

терферометрии для неразрушающего контроля перегрева лопаток турбины.

#### Литература

1. Химушин Ф.Ф. Жаропрочные стали и сплавы. [Текст] / Ф.Ф. Химушин. – М.: Металлургия, 1969. – 752 с.
2. Заруцкий М.А. Идентификация структуры материала деталей методом голографической интерферометрии [Текст] / М.А. Заруцкий // Оптическая голография и ее применение / под ред. Ю.Н. Денисюка и Ю.И. Островского – Л.: Наука, 1977. – С. 86 – 95.
3. Голографические неразрушающие исследования [Текст]: пер. с англ. / под ред.

Р.К. Эрфа – М.: Машиностроение, 1979. – 448 с.

4. Бабаков И.М. Теория колебаний. [Текст] – / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.

5. Powell R.L. Interferometric vibration analysis of three-dimensional objects by wave-front reconstruction [Text] / R.L. Powell, K.A. Stetson // J. Opt. Soc. Amer. – 1965. – Vol. 55. – P. 612.

6. Макаева Р.Х. Определение вибрационных характеристик деталей ГТД методом голографической интерферометрии [Текст] / Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева // Изв. вузов. Авиационная техника. 2007. № 1. – С. 78 - 80.

*Поступила в редакцию 10.05. 2014*

#### **Р.Х. Макаева, А.Х. Каримов, А.М. Царева, Б.Р. Гайфуллин. Неразрушающий контроль перегрева лопаток турбины ГТД с применением голографической интерферометрии**

*Статья посвящена исследованиям возможности применения голографической интерферометрии для неразрушающего контроля перегрева материала лопаток турбины ГТД. Исследовались вибрационные характеристики деталей: собственные частоты и резонансные формы колебаний лопаток до и после перегрева. Экспериментальные исследования проводились методом голографической интерферометрии усреднения по времени. Установлено, что перегрев материала лопаток ведет к снижению значений собственных частот колебаний лопаток, а также – к изменению картины резонансных форм колебаний в высокочастотном диапазоне.*

*Результаты исследований показывают возможность применения голографической интерферометрии для неразрушающего контроля перегрева лопаток турбины ГТД.*

**Ключевые слова:** лопатка турбины, вибрация, собственные частоты, формы колебаний, голографическая интерферометрия.

#### **R.Kh. Makayeva, A.Kh. Karimov, A.M. Tzareva, B.P. Gaifullin. Non-destructive testing of overheat GTE turbine blades with using Holographic interferometry method**

*The article is sanctified to researches of possibility of application holographic interferometry for non-destructive testing of overheat the GTE turbine blades material.*

*Vibration characteristics of details were researched: own frequencies and vibration resonant oscillatory forms of blades before and after an overheat.*

*Experimental researches were conducted by holographic interferometry method of averaging on time.*

*It is set that the overheat of blades material conduces to the decline of own vibration frequencies values of blades, and also - to the change of picture of vibration resonant forms in a high-frequency range.*

*The researches results show the possibility of application of holographic interferometry for non-destructive testing of an overheat of GTE turbine blades.*

**Key words:** turbine blade, vibration, own frequencies, mode shape, holographic interferometry.

УДК 004.032.2:629.735.036.34.5\*7(045)

**В.В. ПАНИН<sup>1</sup>, С.В. ЕНЧЕВ<sup>2</sup>, С.С. ТОВКАЧ<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Киевская государственная академия водного транспорта им. П. Сагайдачного, Киев*

<sup>2</sup>*Национальный авиационный университет «НАУ», Киев, Украина*

## **ВЕЙВЛЕТ-ДИАГНОСТИКА ВИБРОСОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*Статья посвящена разработке современных диагностических систем с использованием вейвлет-преобразования вибрационных сигналов элементов авиационных газотурбинных двигателей. Рассматривается динамический анализ роторных систем на примере подшипников качения. Алгоритм непрерывного вейвлет-преобразования позволяет построить диагностические карты дефектов узлов газотурбинных двигателей. Приведено сравнение расчета коэффициентов вейвлет-разложения и Фурье-преобразования для эффективного выбора метода анализа вибрационных сигналов в режиме реального времени.*

**Ключевые слова:** идентификация, электронная система управления, газотурбинный двигатель, вейвлет-анализ, аппроксимация, вибросигнал, диагностические карты.

### **Введение**

Современные тенденции в эксплуатации газотурбинных двигателей по техническому состоянию подразумевают использование различного рода диагностических систем, которые могут своевременно дать необходимую и правильную информацию о техническом состоянии двигателей для принятия соответствующих решений — снятия двигателя для ремонта, продолжения эксплуатации или продления ресурса [1].

Для авиационных двигателей на сегодняшний день практическое применение получили диагностические системы, использующие:

— методы диагностики за изменением параметров динамических процессов в ГТД (параметрические методы, методы вибрационной и виброакустической диагностики);

— методы диагностики за изменением физико-механических параметров ГТД (спектральный анализ масла, визуально-оптическая диагностика, радиография, термометрия).

Одним из важнейших и перспективных направлений в разработке диагностических систем контроля состояния узлов и деталей двигателей является создание систем вибрационной диагностики [2].

### **1. Постановка проблемы**

Как известно вибрационные сигналы с двигателя, измеряемые высокочувствительными датчиками, обладают высокой информативностью и могут нести в себе признаки состояния многих «критических» элементов в конструкции двигателя.

Под критическим элементом можно понимать любой конструктивный узел или агрегат

газотурбинного двигателя, от состояния, которых и зависит в первую очередь работоспособность и ресурс двигателя. Такими элементами являются роторы, опорные подшипниковые узлы, шестеренчатые пары, агрегаты, рессоры приводов и т.д.

Очевидно, что для одинаковых условий работы исправного узла или агрегата параметры (амплитуды и фазы) соответствующих частотных компонент общего вибрационного спектра, регистрируемого тем или иным датчиком, должны находиться в определенных допустимых пределах [1,2]. Выход параметров частотных компонент, связанных с виброактивностью рассматриваемого узла или агрегата, за допустимые пределы, или появление новой гармоник в спектре вибрационного сигнала может служить диагностическим признаком его неисправного состояния или повреждения.

Простым примером данной ситуации является появление в спектре вибрационного сигнала частотной составляющей с частотой мелькания шариков при появлении трещины или раковины на беговой дорожке внутреннего или наружного кольца подшипника [3].

В настоящее время существует большое количество различных стратегий в разработке и применении систем вибрационной диагностики [2]. Выбор той или иной стратегии зависит от типа и назначения диагностируемого двигателя или узла, условий и режимов их работы, степени оснащения средствами измерений, современного технического уровня применяемых систем для регистрации и анализа вибрационных сигналов, накопленной статистикой для объекта исследования, а также от ряда других факторов.

## 2. Основная часть

Одним из определяющих критериев работоспособности роторной системы газотурбинного двигателя (ГТД) является виброустойчивость, т.е. способность роторной системы работать в заданном диапазоне частот без недопустимых вибраций, можно говорить о том, что проведение комплексной процедуры динамического анализа роторной системы на всех этапах жизненного цикла является важной и актуальной проблемой.

Рассматривая динамический анализ роторных систем как инструмент обеспечения виброустойчивости, можно сделать вывод, что в данном случае динамический анализ тесным образом связан с диагностикой роторных систем и проблемой идентификации дефектов на различных режимах работы ГТД.

Объектом вибрационной диагностики могут быть любые силовые агрегаты, функционирование которых вызывает возбуждение колебательных процессов в их узлах. Основная отличительная особенность виброакустической диагностики состоит в том, что в качестве диагностических признаков используются динамические параметры системы, регистрируемые как перемещение, скорость или ускорение. Широкие (частотный и динамический) диапазоны колебательных процессов, малая инерционность, большая скорость распространения колебательных волн по элементам и узлам конструкции обуславливают быструю реакцию виброакустического сигнала на изменение технического состояния.

Большинство методов динамического анализа роторных систем, используемых в настоящее время, основаны на использовании преобразования Фурье. Преобразование Фурье как инструмент спектрального анализа служит в основном для анализа непериодических сигналов.

Перспективной альтернативой преобразованию Фурье при анализе нестационарных сигналов является, открытое относительно недавно, вейвлет-преобразование [3,4]. К вейвлетам относят базисные функции, которые должны обладать следующими свойствами: иметь вид коротких, локализованных во времени функций с нулевым значением интеграла на всей временной оси; обладать возможностью сдвига по времени и способностью к масштабированию (сжатию/растяжению); иметь ограниченный (локальный) спектр. Вейвлет-преобразование целесообразно применять в тех случаях, когда результат анализа какого-либо временного сигнала должен содержать не только простое перечисление его характерных частот (масштабов), но и сведения об определенных локальных координатах, при которых эти частоты проявляют себя.

Именно за счет изменения масштаба вейвлеты способны выявлять различие в характеристиках на разных шкалах, а путем сдвига — анализировать свойства сигнала в разных точках на всем изучаемом интервале. При анализе нестационарных сигналов за счет свойства локальности (в отличие от синусоид, определенных на всей временной оси) вейвлеты получают существенное преимущество перед преобразованием Фурье, которое дает нам только глобальные сведения о частотах (масштабах) исследуемого сигнала, поскольку используемые при этом функции определены на бесконечном интервале.

Локальность вейвлетов позволяет анализировать локальные свойства сигнала (разрывы, изменение знаков первой и второй производных и др.), в то время как преобразование Фурье не дает информации, например, о том в какой момент времени частота сигнала изменилась [4].

Непрерывное вейвлет-преобразование (НВП) задается по аналогии с преобразованием Фурье, путем вычисления вейвлет-коэффициентов  $C(a, b)$  по соотношениям вида [3,4]:

$$C(a, b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) a^{-1/2} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

Алгоритм проведения НВП исходного сигнала  $x(t)$  представлен на рис. 1 и включает в себя выполнение нескольких последовательных действий.

Прежде всего, выбирается, на основе эмпирических соображений, тип вейвлета, наиболее подходящий для данного сигнала. Затем этот вейвлет сравнивают с начальным участком сигнала и рассчитывают вейвлет-коэффициент, по сути являющийся коэффициентом корреляции. После этого вейвлет смещают на величину сдвига  $b$  вдоль временной оси и вновь вычисляют коэффициент корреляции. Сдвиг продолжается до тех пор, пока не будет покрыт весь сигнал. После этого вейвлет масштабируют, используя параметр масштаба  $a$  и вновь покрывают весь сигнал. Эту последовательность операций повторяют до тех пор, пока не будут рассчитаны коэффициенты для всех заданных масштабов. Полученные коэффициенты вейвлет-преобразования позволяют построить графическое изображение исходного сигнала, позволяющее получить информацию о частотно-временных особенностях сигнала.

Проведем анализ сигнала, в состав которого входят две частотные компоненты, используя НВП. Результат представлен на рис. 2.

В данном примере в качестве анализируемого вейвлета был выбран вейвлет Добеши 5-го порядка [4,5]. Количество рассчитываемых коэффициентов равно 64.

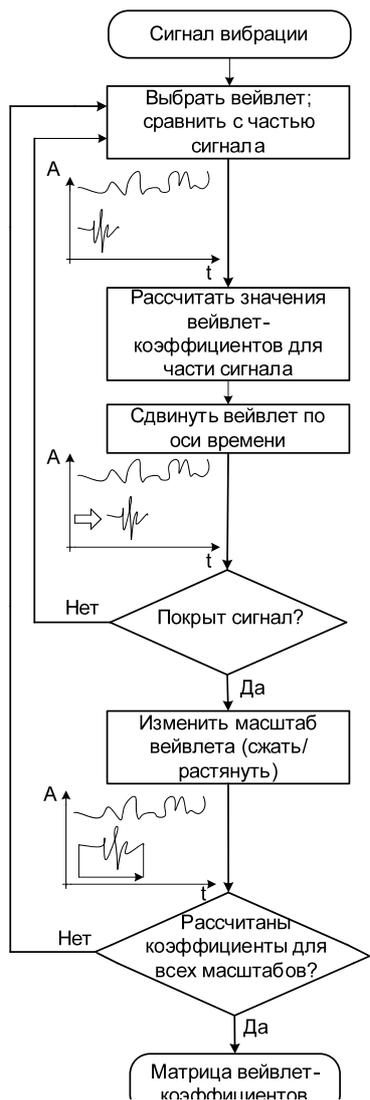


Рис. 1. Алгоритм непрерывного вейвлет-преобразования

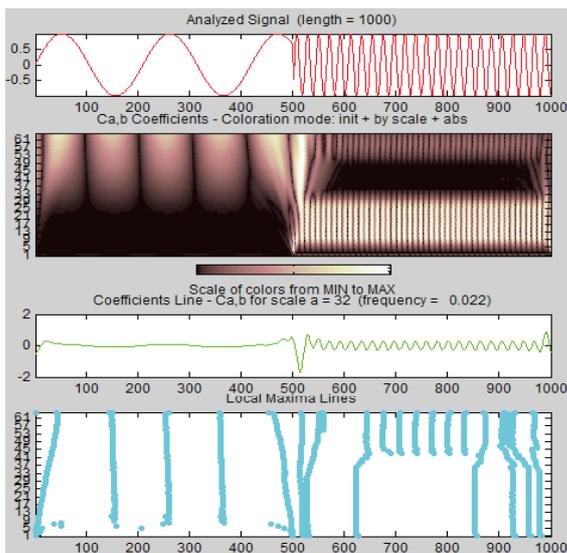


Рис. 2. НВП анализируемого сигнала

Полученный график (рисунок 2) носит название скейлограммы (от англ. scale – масштаб) [5]. Скейлограмма является трехмерным графиком, где по оси абсцисс отложены отсчеты сигнала, т.е., фактически, время, по оси ординат – номера вейвлет-коэффициентов (масштабы), т.е. частота, а цвет характеризует величину определенного вейвлет-коэффициента.

На скейлограмме отчетливо видно, в какой момент времени присутствует каждая частота. Такую локализацию частоты во времени получить, используя преобразование Фурье, не удастся. Так, например, видно, что вторая гармоника присутствует в сигнале примерно с 480 отсчета. Зная частоту дискретизации исходного сигнала можно определить момент времени, в который данная частота появилась:  $480/f_d$ .

Однако, несмотря на то, что вейвлеты в данной ситуации значительно превосходят Фурье-преобразование по информативности, отчетливо проявляется самый существенный недостаток вейвлет преобразования – время, требуемое для расчета коэффициентов вейвлет-преобразования. Ниже приведен сравнительный анализ затраченного времени для расчета коэффициентов для преобразования Фурье и для НВП (рис. 3, 4).

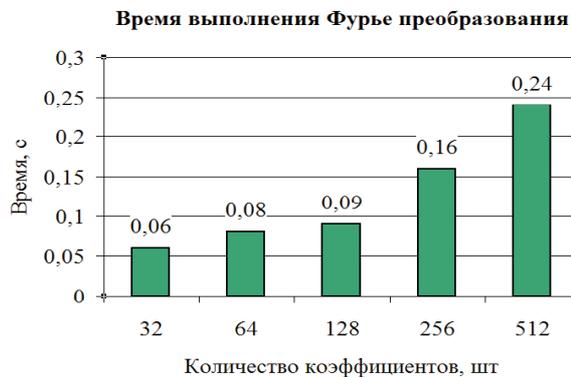


Рис. 3. Время выполнения Фурье-преобразования

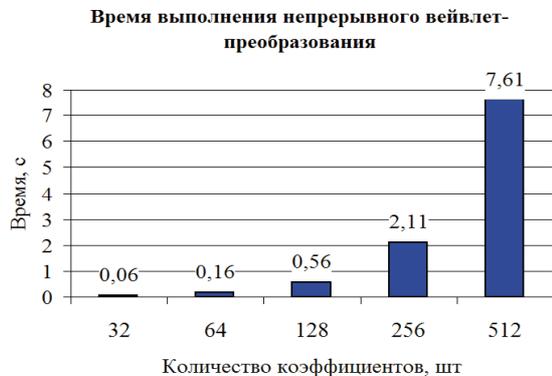


Рис. 4. Время выполнения вейвлет-преобразования

При проведении сравнительного анализа по времени расчета в качестве материнского

использовался вейвлет Добеши 5-го порядка. Из графика отчетливо видно, что при малом количестве коэффициентов (32 и 64) время выполнения НВП также достаточно мало. Но, при увеличении числа рассчитываемых коэффициентов время выполнения резко возрастает. Так, для расчета 512 коэффициентов требуется почти 7,6 секунд.

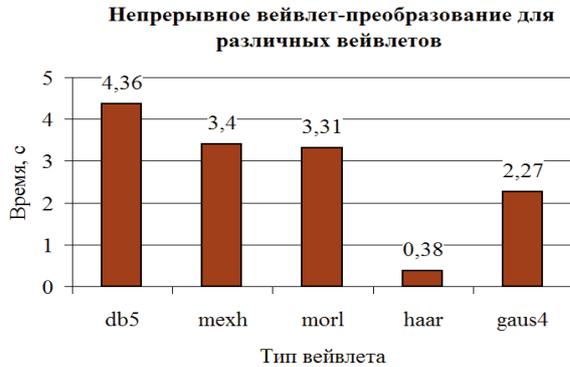


Рис. 5. Время выполнения НВП для различных вейвлетов

Также необходимо отметить, что время выполнения НВП зависит не только от количества коэффициентов, но и от типа выбранного вейвлета. На рисунке 5 приведено время выполнения преобразования для пяти наиболее распространенных вейвлетов. Для всех вейвлетов количество рассчитываемых коэффициентов равно 256. Из рисунка 5 видно, что быстрее всех выполняется вейвлет-преобразование для вейвлета Хаара, что связано с простотой функции Хаара.

Количество вейвлет-коэффициентов, которые необходимо рассчитывать при анализе сигнала, зависит от того какие частоты необходимо выделить на скейлограмме. Масштаб, на котором будет проявляться на скейлограмме определенная частота, зависит от частоты дискретизации  $f_d$ , с которой был снят сигнал, и от центральной частоты вейвлета  $f_c$ , который выбран для анализа. Следует заметить, что для определения центральной частоты вейвлета в MATLAB существует функция *centfrq*. Зная частоту дискретизации сигнала, центральную частоту вейвлета и частоту, которую необходимо выявить  $f$ , номер масштаба  $S$  можно вычислить по соотношению:

$$S = \frac{f_d f_c}{f} \quad (2)$$

Рассмотрим применение метода вейвлет-анализа к эталонным траекториям дефектов подшипников качения. В таблице 1 приведены диагностические карты дефектов роторных систем с подшипниками качения,

полученные с помощью непрерывного вейвлет-преобразования с использованием в качестве базисной функции вейвлета Морле.

Таблица 1

Диагностическая карта дефекта	
<p>Дисбаланс СКЕЙЛОГРАММА</p> <p>Наличие гармоник частоты вращения ротора.</p>	<p>Полускоростной выхрь СКЕЙЛОГРАММА</p> <p>Наличие оборотной частоты вращения ротора</p>
<p>Задевание ротора СКЕЙЛОГРАММА</p> <p>Наличие высокочастотных вибраций.</p>	<p>Ударное воздействие СКЕЙЛОГРАММА</p> <p>Появление низкочастотной вибрации</p>

**Вывод**

В процессе исследования представлено решение актуальной научно-практической задачи по совершенствованию методов динамического анализа роторных систем ГТД с подшипниками качения на основе применения вейвлет-преобразования вибрационных сигналов.

Определена эффективность использования методов анализа нестационарных вибрационных сигналов, основанных на непрерывном вейвлет-преобразовании, для решения задач динамики роторных систем с подшипниками качения. Предложен алгоритм обработки сигналов. Выявлены существенные преимущества НВП перед спектральным анализом и Фурье-преобразованием.

На основе предложенных методов сформированы диагностические карты дефектов роторных систем ГТД. Применение непрерывного вейвлет-преобразования в динамическом анализе роторных систем позволяет решить проблему идентификации зарождающихся дефектов.

#### Литература

1. Барков А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. [Текст] / А.В. Барков, Н.А. Баркова – СПб.: СПбГМТУ, – 2004. – 156 с.

2. Бурау Н.І. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики авіаційних двигунів [Текст]: монографія / Н.І. Бурау, Л.Л. Яцко, О.М. Павловський. – К:НАУ. – 2012. – 152 с.

3. Ахметханов Р.С. Применение вейвлет-анализа для исследования нестационарных процессов роторных систем [Текст] / Р.С. Ахметханов, А.П. Никифоров // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2005, №2. – С. 53 - 61.

4. Астафьева Н.М. Вейвлеты и их использование [Текст] / Н.М. Астафьева, И.О. Дремин // Успехи физических наук. – 2001. – №5. – С. 465-561.

5. Широков С.В. Практические вопросы применения непрерывного вейвлет-преобразования в диагностике дефектов роторных машин [Текст] / С.В. Широков // Гидродинамическая теория смазки – М: Машиностроение. – 2006. – С. 606-617.

Поступила в редакцию 15.06.2014

#### **В.В. Панін, С.В. Єнчев, С.С. Товкач. Вейвлет-діагностика вібростану елементів газотурбінного двигуна**

*Стаття присвячена розробці сучасних діагностичних систем з використанням вейвлет-перетворення вібраційних сигналів елементів авіаційних газотурбінних двигунів. Розглядається динамічний аналіз роторних систем на прикладі підшипників кочення. Алгоритм неперервного вейвлет-перетворення дозволяє побудувати діагностичні карти дефектів вузлів газотурбінних двигунів. Наведено порівняння розрахунку коефіцієнтів вейвлет-розкладу і Фур'є-перетворення для ефективного вибору методу аналізу вібраційних сигналів в режимі реального часу.*

**Ключові слова:** ідентифікація, електронна система керування, газотурбінний двигун, вейвлет-аналіз, апроксимація, вібросигнал, діагностичні карти.

#### **V.V. Panin, S.V. Enchev, S.S. Tovkach. Wavelet-diagnostic vibration state of elements gas turbine engine**

*The article is devoted to the development of modern diagnostic systems using wavelet transform for vibration signals in aircraft gas turbine engines. Considered a dynamic analysis of rotor systems on the example of rolling bearings. Algorithm of continuous wavelet transform allows us to construct diagnostic cards defects for elements of gas turbine engines. Described the comparison of the calculation of wavelet coefficients and Fourier transform for efficient selection of the method for analysis the vibration signals in real time.*

**Keywords:** identification, electronic control system, the gas turbine engine, the wavelet analysis, approximation, vibration signal, diagnostic card.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.15

**В.О. ПОВГОРОДНИЙ***Национальный аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт им. Н.Е. Жуковского», Украина***СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ**

*Целью создания алгоритмов и систем контроля термонапряженного состояния оборудования РУ является организация обработки экспериментальной и экспериментально-расчетной информации о процессах реального нагружения элементов и узлов конструкции при ее эксплуатации для контроля и учета накопленных в металле повреждений. Использование полученной экспериментальной информации носит в ряде случаев косвенный характер и необходимо для проверки и верификации применяемых алгоритмов, построенных на базе методов решения обратных задач термоупругости и теплопроводности, выбора конкретных расчетных методик и параметров регуляризации получаемых решений.*

**Ключевые слова:** температура, обратная задача, термоупругость, критерий, материал.

**Введение**

Одной из задач обеспечения прочности и повышения ресурса оборудования АЭС является определение напряженно-деформированного состояния элементов конструкций и узлов турбин в реальных условиях эксплуатации, допускающих нестационарные температурные воздействия на оборудование.

Прямое тензо-термометрирование внутренних поверхностей патрубков, являющихся наиболее нагруженными в условиях нестационарных температурных воздействий, практически не может быть реализовано в натуральных условиях для большинства интересующих случаев вследствие специфики работы реакторного оборудования. Поэтому, для определения термоупругих напряжений целесообразно применение расчетных методов — обратных задач теплопроводности и термоупругости, предполагающих восстановление нестационарных граничных условий на внутренней поверхности конструкции по данным распределения температур и теплового потока (либо кольцевых напряжений) на наружной поверхности.

**Постановка задачи**

Начиная с 2007 года, в связи с необходимостью обобщения данных последних пусконаладочных циклов натуральных исследований термомеханики конструкций АЭС повышенной безопасности, лабораторией систем измерения и технической диагностики оборудования некоторыми предприятиями (в частности, ОКБ «ГИДРОПРЕСС», г. Подольск, Россия) освоен разработанный институтом машиноведения РАН совместно со специалистами этого пред-

приятия программный комплекс «Inverse» прикладных решений различных классов обратных задач теплопроводности и термоупругости.

Целью настоящей работы является изучение возможностей вышеупомянутого программного комплекса, определение области его применимости на примере обработки данных натурных испытаний АЭС повышенной безопасности, а также предварительная проверка комплекса сравнением расчетов с методикой обработки результатов контроля температур и давления в элементах оборудования реакторных установок. А также на базе специально спроектированной лабораторной установки исследовано термонапряженное состояние методической модели трубопровода РУ ВВЭР для определения погрешностей восстановления на внутренней поверхности конструкции температурных граничных условий и кольцевых термоупругих напряжений. Для принятия решения об окончательной верификации и решения обратных задач термоупругости и теплопроводности был разработан программный комплекс «Inverse».

**Проблематика обратной задачи**

Решаемое программным комплексом «Inverse» интегральное уравнение Вольтера первого рода (1) с условиями (2), к которому сводится обратная задача теплопроводности, решение является неустойчивым относительно погрешностей исходных данных [1]:

$$\int_0^t B(t-\tau) \cdot T(\tau) d\tau = T^*(t) - T^0(t), \quad 0 \leq \tau \leq t \leq t_0, \quad (1)$$

где  $T(\tau)$  — искомая температура на внутренней поверхности;

$T^*(t)$  – замеренные величины температуры на наружной поверхности;

$T_0(t)$  – температура на наружной поверхности, соответствующая краевой задаче:

$$\begin{aligned} \chi \nabla^2 T &= \partial T / \partial \tau, \quad 0 \leq \tau \leq t_0 \\ T|_k &= \partial T^*(t) / \partial n, \quad T|_l = 0, \\ T|_{\tau=0} &= \theta^*(\tau). \end{aligned} \quad (2)$$

Кроме того, распределение температуры внутренней поверхности реакторного оборудования содержит небольшие флуктуации, которые могут быть обусловлены высокочастотными синусоидальными составляющими плотности теплового потока. При решении прямой задачи теплопроводности распределения с различными флуктуациями могут породить практически неотличимые друг от друга температуры наружной поверхности. Это означает, что обратная задача теплопроводности не имеет единственного решения, поэтому, сведение некорректно-поставленной задачи к корректно-поставленной отвечало физически реализуемым условиям теплопередачи. Задача обеспечения безопасной эксплуатации атомных энергетических установок типа ВВЭР также связана с использованием диагностических систем косвенного контроля нагруженности элементов, подвергающихся интенсивным тепловым воздействиям со стороны теплоносителя с меняющейся температурой. Необходимость использования подобных систем диагностики определяется существенными отличиями реальных условий термосилового нагружения оборудования от расчетных моделей, принятых на этапе выполнения проектных расчетов на прочность. Кроме того, целью создания алгоритмов и систем контроля термонапряженного состояния оборудования РУ является организация обработки экспериментальной и экспериментально-расчетной информации о процессах реального нагружения элементов и узлов конструкции при ее эксплуатации для контроля и учета накопленных в металле повреждений. Таким образом, система контроля напряженного состояния является составной частью, или подсистемой штатной системы контроля остаточного ресурса АЭС. Сложность создания подобных систем связана с невозможностью получения прямой экспериментальной информации о деформациях и напряжениях в наиболее опасных точках конструкции, расположенных, как правило, в зонах труднодоступных для установки первичных преобразователей – в зонах концентрации напряжений и на внутренних поверхностях, подверженных воздействию потоков теплоносителя. Современные же средства экспериментального кон-

троля напряжений в натурной конструкции (тензорезисторные преобразователи) не обеспечивают длительного получения необходимой информации в условиях реальной эксплуатации энергоблока из-за недостаточной стойкости к воздействию высоких температур, а также механического и коррозионного повреждения. Поэтому, существующие и создаваемые системы диагностики напряженного состояния должны использовать косвенную экспериментальную информацию, получаемую по сигналам штатной службы энергоблока и по сигналам специальных датчиков температур и перемещений, предусмотренных специально для использования в системе контроля термонапряженного состояния. Количество и схема расположения этих датчиков полностью определяются особенностями применяемых расчетных методов и алгоритмов и имеют определяющее значение для достоверного определения напряжений в наиболее нагруженных зонах. К настоящему времени разработаны различные варианты построения систем контроля напряженного состояния, использующих сигналы штатных систем термоконтроля АЭС, результаты пусконаладочных измерений (в том числе данные, полученные методами тензометрии), результаты предварительного расчетного анализа и базирующиеся на применении различных алгоритмов расчета напряжений в контрольных точках. Одной из первых попыток создания подобных систем на Украине было использование на 1-м блоке Запорожской АЭС опытной системы контроля усталостного повреждения, основанной на использовании регрессионных зависимостей напряжений от изменения штатных эксплуатационных параметров. Регрессионные зависимости устанавливались на основе анализа результатов, полученных методом натурной тензометрии в начальный период пуска энергоблока. Недостатком подобной системы является чисто вероятностный характер получаемых значений напряжений в контрольных точках, что не позволяет получать гарантированных оценок накопленных повреждений и остаточного ресурса. Другим подходом как раз и является использование данных постоянного экспериментального контроля и расчетных моделей, связывающих параметры нагружения (давления, температуры, силовые факторы) с напряженным состоянием в наиболее нагруженных точках. На подобном принципе построены многие зарубежные системы – «FAMOS» (ФРГ), «ALLY» (США). В России, как уже было сказано, наиболее удачным решением является созданная совместно ОКБ «Гидропресс» и ВНИИ АЭС система «САКОР-М», реализуемая на ряде российских и зарубежных АЭС.

В системе «САКОР-М» принята, основанная на некоторых допущениях, следующая расчетная модель зависимости напряжений в контрольных точках от параметров состояния РУ и отдельных ее узлов [2], в которой используются: напряжения от веса, затяга, монтажа и остаточные напряжения; напряжения от давления первого и второго контуров; напряжения от непроектных перемещений; компенсация от температурного расширения; напряжения от стратификации; местные напряжения при стационарном нагреве; базовая функция интеграла Дюамеля, характеризующая напряжения от изменения температуры (термопульсации и термоудары); температуры теплоносителей на к-й границе поверхности; текущее время.

Для определения каждого из слагаемых приведенной формулы необходимо использовать как результаты предварительных и уточненных расчетов, так и в максимально возможной степени – результаты, полученные методами натурной тензометрии на этапе проведения пуско-наладочных измерений. Использование полученной экспериментальной информации носит в ряде случаев косвенный характер и необходимо для проверки и верификации применяемых алгоритмов, построенных на базе методов решения обратных задач термоупругости и теплопроводности, выбора конкретных расчетных методик и параметров регуляризации получаемых решений. В то же время выбор алгоритмов решения обратных задач, их адаптация под реальные режимы эксплуатации, настройка системы должны включать проведение вычислительных экспериментов, основанных на использовании методологии обратных задач. А также, необходимо численное моделирование, проводимое на этапе проектирования системы измерений для оптимизации мест расположения датчиков на конструкции на этапе обработки экспериментальных данных, необходимое для обеспечения достоверности конечных результатов.

Важной особенностью обратных задач тепловой диагностики является их математическая некорректность. Это связано с тем, что обратные задачи описывают модели физически необратимых процессов, в которых нарушаются причинно-следственные отношения. Некорректность задачи ставить высокие требования к анализу имеющейся исходной информации, выбору методов решения и методике обработки экспериментальных данных. Особую роль приобретают вопросы единственности решения, которые во многих случаях являются весьма существенными при анализе получаемых решений. В обратных задачах с достаточной достоверностью на основе физических соображений

можно предположить существование решения при точных исходных данных, но его единственность не всегда очевидна, так как один и тот же отклик исследуемой системы может вызываться различными причинами. Анализ же условий единственности решения обратных задач позволяет сформулировать требования к условиям проведения экспериментальной части исследования, интерпретация данных которой проводится с помощью решения обратных задач. Когда решение обратной задачи не единственно, регуляризирующие алгоритмы позволяют уточнить априорные оценки искомых решений, если обеспечивается близость получаемых приближений к нормальному решению относительно начального приближения решения обратной задачи, которое заведомо ближе к истинному, чем априорная оценка. Все методы решения обратных задач можно разделить на универсальные и проблемно-ориентированные. К универсальным методам относятся алгоритмы, использующие лишь информацию самого общего характера и пригодные для решения самого широкого класса задач, например вариационный метод А.Н.Тихонова [2]. К проблемно-ориентированным относятся методы, в которых существенно учитывается специфика решаемой задачи. Проблемно-ориентированные методы имеют существенно более узкую область применения, предъявляют довольно жесткие требования к условиям проведения эксперимента, но в своей области применения они превосходят универсальные методы (алгоритмическая простота учета априорной информации, быстрое действие, точность и т. п.). Поэтому, создавая систему диагностики (неразрушающего контроля) конкретной механической системы необходимо сформулировать требования к получаемой информации, а также ясно представлять возможности системы измерений, с точки зрения полноты и достоверности первичной экспериментальной информации, и исходя из этого сформулировать требования к вычислительной части, использующей те или другие алгоритмы интерпретации исходных данных. Исходя из этого, исследователю желательно иметь в своем распоряжении комплекс программ универсальных и проблемно-ориентированных методов решения подобного плана обратных задач. Далее задача оптимального планирования эксперимента. Во многих случаях задачу оптимального планирования эксперимента можно сформулировать как задачу выбора условий проведения эксперимента и схемы измерений из условий обеспечения минимального значения числа обусловленности оператора задачи. Вычислительные свойства алгоритмов решения обратных задач могут быть в значительной сте-

пени улучшены за счет рационального выбора параметров схемы измерений. Главная цель эксперимента в задачах диагностики тепловых состояний должна состоять в получении экспериментальной информации, обеспечивающей восстановление искомых параметров с требуемой, а в ряде случаев с максимальной возможной точностью. Используемые методы решения обратных задач должны включать в свои алгоритмы только ту экспериментальную информацию, которая получается в реальном эксперименте. На практике часто невозможно получить достоверные экспериментальные данные во всей интересующей исследователя области тела. В таких случаях исходные данные конкретной обратной задачи формируются на основании измерений в минимально необходимом количестве точек. Вычислительные алгоритмы в этих случаях должны создаваться лишь исходя из полученной минимальной экспериментальной информации, и не должны вовлекать некоторую домысливаемую информацию, не связанную с реальными измерениями.

Области целесообразного практического применения методологии обратных задач при создании диагностических систем тепловых машин приводят к сужению возможностей оптимального выбора условий проведения эксперимента. Наиболее эффективным является применение методов обратных задач в тех диагностических системах, которые обслуживают ситуации, в которых традиционные методы диагностики не позволяют достичь требуемой точности или вовсе не применимы. К таким ситуациям несомненно относится рассматриваемая ситуация диагностики тепловых параметров в условиях эксплуатации объекта, когда недоступные для размещения измерительных средств зоны конструкции необходимо контролировать для предотвращения возникновения аварийных значений эксплуатационных параметров. В качестве примера была рассмотрена задача восстановления значений напряжений и температур на внутренней поверхности патрубка аварийной питательной воды парогенератора (ПГ) при эксплуатации в режиме сброса нагрузки турбогенератора до нуля, демонстрирующая возможности получения дополнительной информации по напряжениям и температурам на внутренней поверхности патрубка [3,4]. Блок АЭС работал на мощности электрической  $N_э = 983$  МВт и тепловой  $N_Т = 2964$  МВт. Режим начался с разгрузки турбогенератора до  $N_э = 0$ , при этом в начальный период давления первого и второго контуров несколько возрастают, но затем работой быстродействующей редуциционной установки сброса пара температура

«горячих» ниток снижается до температуры «холодных» ниток, состояние блока на момент окончания режима было следующее  $N_э = 0$ ,  $N_Т = 2200$  МВт. В конце планового режима неожиданно произошло аварийное отключение турбопитательных насосов по снижению уровней из-за уменьшения давления в деаэраторах. Это привело к отключению насосов по снижению уровней в парогенераторах, а затем сработала аварийная защита (АЗ) по сигналу отключения насосов и резко стал снижаться уровень теплоносителя в компенсаторе давления. В связи с дальнейшим снижением уровней в парогенераторе включились насосы аварийной питательной воды с реальной подачей холодной в горячие парогенераторы. После подъема уровня до 160 см были отключены аварийные насосы (эти насосы проработали около 11 мин) и включены в работу вспомогательные питательные электронасосы. Наибольшее воздействие испытал в этом режиме патрубок аварийной питательной воды парогенератора. Изменение напряжений и температур на наружной поверхности патрубка аварийной питательной воды парогенератора ПГ-4 в его утоненной части составило около 300 °С/мин при общем снижении температуры наружной поверхности на 240 °. При этом, напряжения на наружной поверхности патрубка резко снизились до -150 ч -190 МПа в течение 30 с. Результаты восстановления распределения температуры на внутренней поверхности патрубка аварийной питательной воды генератора на основе решения обратной задачи термоупругости представлены на плакате в докладе сплошной кривой  $T_{вн}$ . Следует отметить, что исходными данными для решения этой задачи служила информация о распределении на наружной поверхности температуры  $T_{нар}^{экс}$  и кольцевых напряжений  $\sigma_{нар}^{нар}$ , которые получены из  $\sigma_{нар}^{нар}$  путем вычитания величин кольцевых напряжений, возникающих от внутреннего давления в узле впрыска. Здесь же представлено распределение кольцевых напряжений  $\sigma_{нар}^{вн}$  на внутренней поверхности, полученное на основе решения обратной задачи термоупругости. Кроме того, было определено, что на наружной поверхности узла впрыска температура уменьшилась на 130 °С в течение 60 сек. Скорость изменения температуры составила 2,1 °С/сек. При этом напряжения на наружной поверхности изменились с +20 МПа до -160 МПа. Размах напряжений на наружной поверхности составил 180 МПа в течение 25 сек. Скорость изменения напряжений получилась равной 6,6 МПа/сек. При этом внутренняя поверхность узла впрыска в этом режиме испытывает большую термонапряженность, чем наружная поверхность.

**Выводы**

В связи с тем, большой интерес представляло сравнение результатов расчета программного комплекса «Inverse» и разработанной в ОКБ «ГИДРОПРЕСС» методики обработки результатов контроля температур и давления в элементах оборудования реакторных установок, использующей другой математический аппарат — принцип разложения неизвестной температуры в ряд по системе ортогональных функций, заданных на отрезке времени измерения. Полученное различие решений обратной задачи, имеющее величину 18% (0,5 °С),

может объясняться неопределенностью в выборе теплофизических и физико-механических свойств материалов.

**Литература**

1. Шарый Н.В. Прочность основного оборудования и трубопроводов реакторных установок ВВЭР. - М.: ИздАТ, 2004, — 496 с.
2. Тихонов А.Н. Математическое моделирование технологических процессов и метод обратных задач в машиностроении [Текст] / А.Н.Тихонов, В.Д.Кальнер, В.Б.Гласко.— М.: Машиностроение, 1990.— 263 с.

Поступила в редакцию 03.07.2014

**В.О. Повгородній. Система діагностики енергетичного обладнання**

*Метою створення алгоритмів та систем контролю термонапруженого стану обладнання РУ є створення організації обробки експериментальної та експериментально-розрахункової інформації про процеси реального навантаження елементів та вузлів конструкції при її експлуатації для контролю та розрахунку накопичених у металі пошкоджень. Використання одержаної експериментальної інформації в деяких випадках має непрямий характер та це необхідно для перевірки та верифікації алгоритмів, що використовуються, побудовані ці алгоритми на основі методів вирішення обернених задач термопружності та теплопровідності, вибору конкретних розрахункових методик та параметрів регуляризації одержаних рішень.*

**Ключові слова:** температура, обернена задача, термопружність, критерій, матеріал.

**V.O. Povgorodny. System of diagnostics of the power equipment**

*The purpose of creation of algorithms and monitoring systems of a thermotension of the equipment of RU is the organization of processing of experimental and experimental and settlement information on processes of real loading of elements and design knots at its operation for control and the accounting of the damages saved up in metal. Use of received experimental information has in some cases indirect character and it is necessary for check and verification of the applied algorithms constructed on the basis of methods of the solution of the return problems of thermoelasticity and heat conductivity, a choice of concrete settlement techniques and parameters of regularization of received decisions.*

**Key words:** temperature, inverse problem, thermoelasticity, criteriy, material.

УДК 681.2.089

**Д.Д. РОГАЛЕВ**

ООО «Вист», Запорожье, Украина

## НОВЫЙ МЕТОД ПРОВЕРКИ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ТЕНЗОУСИЛИТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

*В работе предложен новый метод проверки амплитудно-частотной характеристики динамических и статодинамических тензоусилителей, используемых при прочностных исследованиях и испытаниях в авиакосмической промышленности, в частности, при разработке авиационных двигателей. Традиционные методы проверки не всегда соответствуют характеристикам новейших тензоусилителей и не всегда обеспечивают проверку в полном объеме. Предложенный метод характеризуется универсальностью, расширенным частотным диапазоном, возможностью проверять тензоусилители с погрешностью чувствительности до 0,1%, технологичностью. Предложенный метод был опробован на тензоусилителях, применяемых в АО «Мотор Сич». Предложенный метод может быть положен в основу системы автоматической комплексной проверки тензоусилителей.*

**Ключевые слова:** динамический тензоусилитель, статодинамический тензоусилитель, прочностные исследования, амплитудно-частотная характеристика, калибровка, октавный спектр.

### Введение

Динамическое и статодинамическое тензометрирование является одним из основных экспериментальных методов, используемых при прочностных исследованиях в авиакосмической промышленности, в частности, при разработке авиационных двигателей. Одним из основных компонентов тензометрических систем является динамический или статодинамический тензоусилитель (далее просто тензоусилитель). Тензоусилители могут быть выполнены в виде отдельного блока, входить в состав аппаратно-программного измерительного комплекса или входить в состав бесконтактной измерительной системы. При этом, благодаря развитию микроэлектроники, постоянно повышаются характеристики тензоусилителей, такие, как точность, соотношение сигнал/шум, частотный диапазон. Традиционные методы проверки не всегда соответствуют характеристикам новейших тензоусилителей и не всегда позволяют осуществить проверку в полном объеме. В последнее время широкое распространение получили многоканальные тензометрические системы, содержащие десятки и сотни каналов. В случаях, если эти системы являются бесконтактными и предназначены для установки на подвижных деталях (например, роторах авиационных двигателей), и, соответственно, тензоусилители подвергаются воздействию механических нагрузок и высоких температур, то проверку целесообразно проводить непосредственно до и после экспериментальных работ по прочностным исследованиям. Поэтому

актуальной является проблема технологичности и полноты проверок характеристик тензоусилителей.

### 1. Обзор методов проверок тензоусилителей

Рассмотрим существующие методы проверки тензоусилителей.

Проверка с помощью контрольно-градуировочного устройства (КГУ). КГУ представляет собой устройство, содержащее балку-камертон, на которую наклеивается тензорезистор. Специальная электромагнитная система поддерживает амплитуду колебаний балки. Амплитуда контролируется оператором с помощью оптической системы. К преимуществам такой проверки можно отнести то, что в процедуре проверки участвует вся измерительная система: тензорезистор, тензоусилитель, регистратор. Исключаются ошибки, которые могут возникнуть при определении чувствительности (отношения выходной сигнал/деформация) измерительной системы расчетным путем. Однако проверка производится только на одной частоте – частоте свободных колебаний камертона, около 120 Гц. Вопрос о чувствительности измерительной системы на других частотах остается открытым. К тому же погрешность тензорезистора, обычно большая, чем погрешность тензоусилителя, и низкая точность поддержания амплитуды колебаний не позволяют адекватно оценить погрешность именно тензоусилителя и своевременно обнаружить «уход» чувствительности.

Проверки с помощью различных генераторов (электрических) сигналов. Для анализа

таких методов рассмотрим структурную схему тензоусилителя, приведенную на рис. 1.

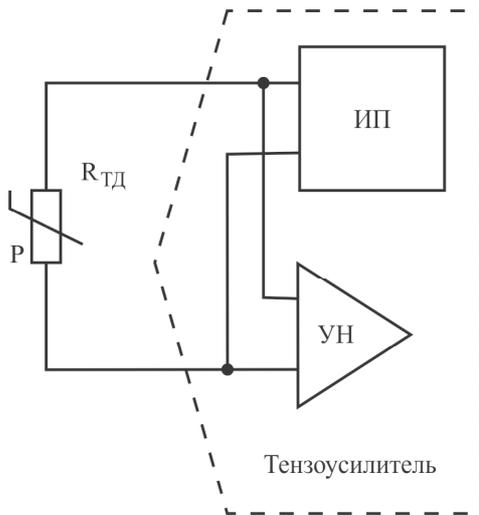


Рис. 1. Структурная схема тензоусилителя.  
 $R_{ТД}$  – тензорезистор, ИП – источник питания тензорезистора, УН – усилитель напряжения

Обычно тензоусилитель состоит из усилителя напряжения (УН) и источника питания тензорезистора (ИП). С помощью генераторов сигналов часто амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) проверяется только для усилителя напряжения. Как видно из структурной схемы, АЧХ тензоусилителя определяется как АЧХ усилителя напряжения, так и АЧХ источника питания тензорезистора.

Так, например, в тензоусилителях, описанных в [1], метрологически нормируется АЧХ только усилителя напряжения. Параметры источника питания тензорезистора проверяются в режиме измерения постоянного тока/напряжения. АЧХ источника питания не нормируется и не проверяется. Для проверки работоспособности используют аналогично [2] генератор прямоугольных тестовых сигналов. Система считается работоспособной, если выходной сигнал «примерно» соответствует входному.

В [3] описан имитатор сигналов датчиков, который применялся для оценки дополнительной погрешности, возникающей из-за фактора центробежного ускорения в рабочем диапазоне частот вращения бесконтактной контрольно-измерительной системы. Проверка с имитатором не является полной, так как выход тензоусилителя в этом случае не зависит от выходного напряжения источника питания тензорезистора.

Методика проверки тензоусилителей, приведенная в [4], обеспечивает проверку только усилителя напряжения. А АЧХ источника пита-

ния тензорезистора не проверяется. Приведенная методика не позволяет с использованием доступного оборудования провести проверку на низких частотах (ниже 20 Гц).

В методике калибровки, приведенной в [5], калибровку проводят с помощью магазина образцовых сопротивлений, в режиме постоянного сигнала. Также в тензоусилителе, описанном в [5], имеются встроенные точные резисторы, которые используются для проверки статической чувствительности методом шунта. Проверка методом шунта широко используется для статических тензоусилителей и заключается в подключении параллельно тензорезистору (или резистору, заменяющему тензорезистор при калибровке) другого, высокоомного резистора [6]. Таким образом, проверка АЧХ тензоусилителя, описанного в [5], не входит в процедуру периодической калибровки.

В устройстве, описанном в [7], калибровка осуществляется с помощью встроенного калибровочного резистора номиналом 0,1 Ом, включаемого последовательно с тензорезистором. Калибровка осуществляется подключением дополнительного резистора на фиксированной частоте 500 Гц. Отметим, что, во-первых, работа с резистором такого малого сопротивления достаточно сложна, во-вторых, калибровка осуществляется на одной частоте и АЧХ не проверяется.

Отметим, что некоторые из приведенных выше методик не являются универсальными и рассчитаны на определенный тип тензоусилителя.

Таким образом, совершенствование методов проверки тензоусилителей является актуальной задачей. Цель данной статьи представить методику проверки АЧХ тензоусилителей, которая обладает такими свойствами:

1. Возможность работы в широком частотном диапазоне, от 0 Гц.
2. Возможность проверять тензоусилители с погрешностью чувствительности до 0,1%.
3. Универсальность: методика пригодна для работы с любыми динамическими и статодинамическими тензоусилителями.
4. Использование в качестве источника входного сигнала сопротивления, зависящего от времени.

## 2. Новый метод проверки амплитудно-частотной характеристики тензоусилителей

В предлагаемом методе проверки АЧХ, который мы будем называть методом коммутации шунта, тензоусилители предлагается проверять с помощью схемы, представленной на рис. 2.

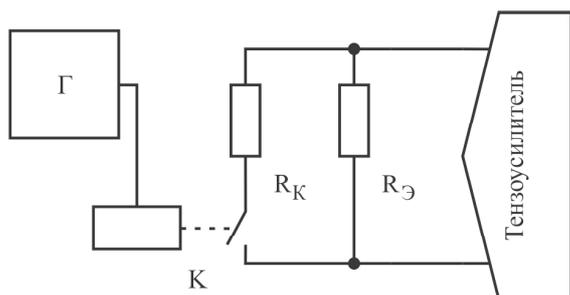


Рис. 2. Схема определения АЧХ тензоусилителя методом коммутации шунта  
 Γ – генератор прямоугольных сигналов; К – ключ;  
 R<sub>Э</sub> – резистор, сопротивление которого равно сопротивлению тензорезистора; R<sub>К</sub> – калибровочный резистор (шунт)

Сопротивление резистора R<sub>Э</sub> соответствует сопротивлению тензорезисторов, обычно находится в пределах 20-400 Ом. Сопротивление R<sub>К</sub> должно обеспечивать необходимый размах переменной составляющей сопротивления и может принимать значения от единиц до сотен кОм.

Генератор формирует прямоугольные импульсы, со скважностью 2, которые управляют ключом К. В результате работы ключа сопротивление на входе тензоусилителя зависит от времени. Переменная составляющая этой зависимости, если пренебречь переходными процессами, представляет собой прямоугольный сигнал.

Проверять АЧХ тензоусилителя предлагается по первой гармонике входного сигнала. Среднеквадратичное значение первой гармоники входного сигнала можно рассчитать по формуле:

$$R_{\text{ср.кв.1}} = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{R_{\text{Э}}^2}{R_{\text{Э}} + R_{\text{К}}}, \quad (1)$$

где R<sub>ср.кв.1</sub> – среднеквадратичное значение первой гармоники входного сигнала;

R<sub>Э</sub> – сопротивление резистора, подключаемого вместо тензорезистора при калибровке;

R<sub>К</sub> – калибровочное сопротивление.

Способ измерения амплитуды первой гармоники зависит от конкретного типа тензоусилителя. Для тензоусилителей, сигнал с которых записывается на компьютер, можно использовать программы построения полосовых спектров, в частности октавного спектра. Для тензоусилителей с аналоговым выходом можно использовать анализатор спектра.

Отметим, что погрешность переменной составляющей входного сигнала определяется формулой:

$$\varepsilon_{\text{R}} = 2\varepsilon_{\text{R}_{\text{Э}}} + \varepsilon_{\text{R}_{\text{К}}}, \quad (2)$$

где ε<sub>R</sub> – погрешность переменной составляющей входного сигнала;

ε<sub>R<sub>Э</sub></sub> – допуск номинала сопротивления R<sub>Э</sub>;

ε<sub>R<sub>К</sub></sub> – допуск номинала сопротивления R<sub>К</sub>.

Таким образом, при использовании широко распространенных и дешевых резисторов с допуском 0,1%, погрешность переменной составляющей входного сигнала составляет не более 0,3%, что позволяет проверять тензоусилители, у которых АЧХ задана с точностью 1%. Для тензоусилителей, у которых АЧХ задана с точностью 0,1%, соответственно необходимо использовать резисторы с допуском 0,01%. Сопротивление ключа К должно быть малым, чтобы не вносить дополнительную погрешность. В качестве ключа К можно использовать высококачественные интегральные коммутаторы, например ADG708 с сопротивлением в открытом состоянии 0,3 Ом.

Чувствительность тензоусилителя рассчитывается по формуле:

$$K_{\text{КШ}} = \frac{U_{\text{ср.кв.1}}}{R_{\text{ср.кв.1}} / R_{\text{Э}}}, \quad (3)$$

где K<sub>КШ</sub> – коэффициент чувствительности тензоусилителя, определенный методом коммутации шунта;

U<sub>ср.кв.1</sub> – среднеквадратичное значение 1-й гармоники выходного сигнала, определенное по октавному спектру.

Или, с учетом (1):

$$K_{\text{КШ}} = \frac{U_{\text{ср.кв.1}}}{\frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{R_{\text{Э}}}{R_{\text{Э}} + R_{\text{К}}}}. \quad (4)$$

Сформулируем кратко порядок проведения экспериментов и обработки результатов для метода коммутации шунта.

1. Собирается схема, приведенная на рис. 2.
2. С генератора на управление ключа подается меандр с частотами, соответствующими центральным частотам октавного спектра.
3. Вычисляется октавный спектр в каждом эксперименте.
4. Рассчитывается K<sub>КШ</sub> по формуле (4) для каждого значения частоты.

### 3. Экспериментальная проверка

Были проведены сравнительные проверки АЧХ по предложенной методике и по традиционной [4]. В традиционной методике использо-

вался вольтметр переменного напряжения ВЗ-33, позволяющий измерять напряжения в сотни микровольт с погрешностью 1%. В предложенной методике использовались резисторы с допуском 0,1%. В таблице 1 представлены результаты сравнительной проверки АЧХ тензоусилителя двумя разными методами. Приведены коэффициенты чувствительности тензоусилителя, определенные предложенным методом  $K_{КШ}$  и традиционным методом  $K_T$ , а также относительная разность коэффициентов чувствительности  $\delta$ , определяемая по формуле:

$$\delta = \frac{K_{КШ} - K_T}{K_T} \cdot 100\% \quad (5)$$

Таблица 1.  
Результаты сравнительной проверки АЧХ тензоусилителя предложенным и традиционными методами

Частота, Гц	$K_{КШ}$ , мВ/(мОм/Ом)	$K_T$ , мВ/(мОм/Ом)	$\delta$ , %
5	0,4468	—	—
10	0,4655	—	—
20	0,4706	0,4695	0,24
40	0,4721	0,4711	0,20
125	0,4728	0,4714	0,31
1000	0,4728	0,4709	0,41
4000	0,4725	0,4710	0,31
10000	0,4728	0,4711	0,36
20000	0,4746	0,4716	0,65
24000	0,4757	0,4721	0,78
24900	0,4670	0,4636	0,73

В частотном диапазоне 20–25000 Гц разница коэффициентов чувствительности, полученная

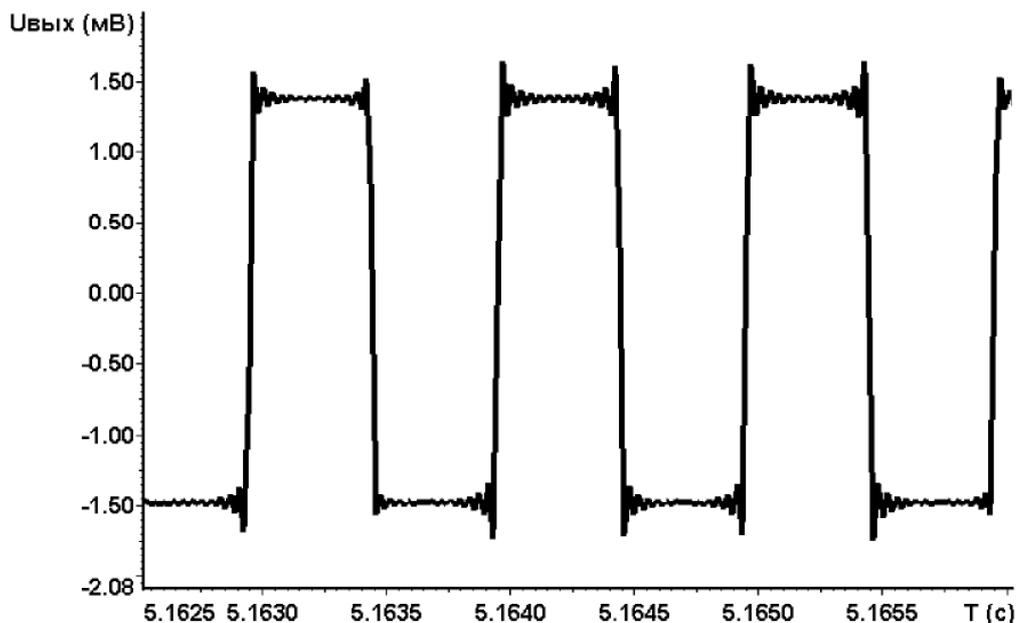


Рис. 3. Типичная осциллограмма выходного сигнала при проверке АЧХ методом коммутации шунта

двумя методами, составила менее 1%, что соответствует классу точности вольтметра ВЗ-33. На рис. 3 приведена осциллограмма выходного сигнала при проверке АЧХ методом коммутации шунта, полученная в одном из экспериментов. Осцилляции на фронтах сигнала являются следствием работы цифрового фильтра тензоусилителя. По предложенной методике было проверено около 200 каналов динамических тензоусилителей для предприятия АО «Мотор Сич».

### Заключение

Предложен метод проверки АЧХ динамических тензоусилителей, использующий для формирования входного сигнала коммутацию шунта. Предложенный метод, по сравнению с существующими, обладает рядом преимуществ:

1. Расширенный частотный диапазон, от 0 Гц.
2. Позволяет проверять тензоусилители с погрешностью чувствительности до 0,1%.
3. Предложенный метод является универсальным и пригоден для проверки любых тензоусилителей.
4. В качестве источника входного сигнала используется сопротивление, зависящее от времени.
5. Как показала практика, предложенный метод удобнее и технологичнее, по сравнению с традиционными.

Предложенная методика может быть положена в основу системы автоматической комплексной проверки тензоусилителей.

Помимо чувствительности, такая система может проверять линейность, фазовый сдвиг между каналами, взаимовлияние каналов и другие параметры.

Предложенная методика может быть применена в системах самодиагностики тензоусилителей.

Предложенная методика может быть использована при разработке источников калибровочного сигнала для проверки бесконтактных измерительных систем.

#### Литература

1. МХ-310. Модуль АЦП с тензоусилителем. Руководство пользователя, редакция 2.9, НПП «Мера», Мытищи. 2011. – 21 с.

2. Firth Douglas R. Balanced Constant Current Excitation for Dynamic Strain Measurements [Text] / Douglas R. Firth, Alan R. Szary // Precision Filters, Inc. Ithaca. – New York (607) 277 – 3550 – 16 p.

3. Владов Михаил. Адаптивная телеметрическая система контроля двигателей летательных аппаратов: автореф. дис. д-ра техн. наук: 02.21.07 / Владов Михаил, ИКИТ – София, 2012. – 45 с.

4. Бесконтактная тензометрическая система ТМС-БВ-8. Программа и методика метрологической аттестации АРАЕ 1.291.001 ПМА – 2012. – 14 с.

5. National Instruments Corp NI 9235, NI 92368 – Channel Quarter – Bridge Strain Gage Modules URL: [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.ni.com/pdf/manuals/374645a.pdf>.

6. Electrical Resistance Strain Gage Circuits URL: [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://soliton.ae.gatech.edu/people/jcraig/classes/ae3145/Lab2/straingages.pdf>.

7. Fylde Electronic Laboratories Ltd: Dynamic Strain Gauge Measurements using the FE-537-SGAURL: [Электронный ресурс] Режим доступа: [http://www.fylde.com/dyn\\_measure.html](http://www.fylde.com/dyn_measure.html).

Поступила в редакцию 01.06.2014

#### **Д.Д. Рогалев. Новий метод перевірки амплітудно-частотної характеристики динамічних тензопідсилювачів, застосовуваних при випробуваннях на міцність**

*У роботі запропоновано новий метод перевірки амплітудно-частотної характеристики динамічних і статодинамічних тензопідсилювачів, використовуваних при дослідженнях і випробуваннях на міцність в авіакосмічній промисловості, зокрема, при розробці авіаційних двигунів. Традиційні методи перевірки не завжди відповідають характеристикам новітніх тензопідсилювачів і не завжди забезпечують перевірку в повному обсязі. Запропонований метод характеризується: універсальністю, розширеним частотним діапазоном, можливістю перевіряти тензопідсилювачі з похибкою чутливості до 0,1%, технологічністю. Запропонований метод був випробуваний на тензопідсилювачах, застосовуваних в АТ «Мотор Січ». Запропонована методика може бути покладена в основу системи автоматичної комплексної перевірки тензопідсилювачів.*

**Ключові слова:** динамічний тензопідсилювач, статодинамічний тензопідсилювач, дослідження на міцність, амплітудно-частотна характеристика, калібрування, октавний спектр.

#### **D.D. Rogalev. A new method for verification frequency response of dynamic strain amplifier used in strength test**

*In this paper, we propose a new method for checking the frequency response of strain amplifier used in research and testing in the aerospace industry, in particular in the development of aircraft engines. Traditional methods of verification does not always correspond to characteristics of new strain amplifier and do not always provide the full check. The proposed method is characterized by versatility, extended frequency range, the ability to check the sensitivity of strain amplifier with an error of 0.1%, simplicity. The proposed method was tested on a strain amplifiers used in Motor Sich JSC. The proposed method can be the basis of a automatic test system of strain amplifier.*

**Key words:** dynamic strain amplifier, static-dynamic strain amplifier, strength research, frequency response, calibration, octave spectrum.

УДК 621.01:629.7.01

**О.В. ТОМАШЕВСЬКИЙ<sup>1</sup>, Г.В. СНИЖНОЙ<sup>1</sup>, В.В. ТУЛІС<sup>2</sup>**<sup>1</sup> *Запорізький національний технічний університет, Запоріжжя, Україна,*<sup>2</sup> *АТ «Мотор Січ», Запоріжжя, Україна***ВПЛИВ СЕРТИФІКАЦІЇ НА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЬ  
ПРОДУКЦІЇ АВІАЦІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА**

*Визначено поняття і кількісні оцінки конкурентоспроможності продукції на основі її групових показників за технічними і економічними характеристиками. Зроблено порівняння конкурентоспроможності турбогвинтового двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1 (ПАТ «МОТОР СІЧ») з зарубіжними аналогами. Розглянуто вплив системи сертифікації продукції на її конкурентоспроможність. Запропоновано для забезпечення конкурентоспроможності продукції авіаційної галузі на зовнішніх ринках підвищити ефективність системи сертифікації. Показані недоліки існуючої системи сертифікації в авіаційній галузі і запропоновані шляхи їх усунення.*

**Ключові слова:** конкурентоспроможність продукції, система сертифікації, авіаційне підприємство, інтегральний показник конкурентоспроможності, авіадвигун.

**Вступ**

Сертифікація – один з найбільших ефективних методів, не тільки забезпечення якості продукції або послуг, а також забезпечення конкурентоспроможності продукції на внутрішньому та зовнішніх ринках. Сертифікаційні роботи в авіаційній галузі проводяться згідно з Законом України «Про підтвердження відповідності» [1] і конкретизуються на підприємствах відповідними нормативними документами – стандартами підприємств (СТП), які підлягають схваленню Державною авіаційною службою України (Державіаслужбою України). Впровадження сертифікації продукції і послуг для підвищення якості продукції висвітлені в багатьох монографіях і науково-педагогічній літературі, досить детальна бібліографія наведена в [2]. Місце сертифікації продукції у системі управління якістю продукції на авіаційному підприємстві розглянуто в [3]. Але питанням впливу сертифікації на конкурентоспроможність продукції, особливо в авіаційній галузі, уваги приділялось недостатньо.

В даній роботі досліджується вплив сертифікації на конкурентоспроможність на прикладі турбогвинтового двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1, що виробляється на ПАТ «МОТОР СІЧ», і пропонуються шляхи удосконалення існуючої системи сертифікації.

**1. Аналіз конкурентоспроможності продукції авіаційного підприємства**

Конкурентоспроможність багатоаспектне поняття, що означає відповідність товару умовам ринку, конкретним потребам споживачів не тільки за своїми якісними, технічними, економічними,

естетичними характеристиками, по комерційних і інших умовах його реалізації (ціна, строки поставки, канали збуту, сервіс, реклама) [4].

Конкурентоспроможність (тобто можливість комерційно вигідного збуту на конкурентному ринку) товару можна визначити тільки порівнюючи товари конкурентів між собою. Іншими словами, конкурентоспроможність – поняття відносне, чітко прив'язане до конкретного ринку і часу продажу.

Забезпечення конкурентоспроможності продукції на необхідному рівні передбачає необхідність її кількісної оцінки. Оцінка конкурентоспроможності продукції здійснюється шляхом зіставлення параметрів продукції, яка аналізується з параметрами бази порівняння. Порівняння проводиться за групою технічних і економічних параметрів. Найчастіше для оцінки конкурентоспроможності використовують розрахункові методи. Одним з таких методів є розрахунок інтегрального показника конкурентоспроможності [5].

Інтегральний показник конкурентоспроможності визначається відношенням групового показника за технічними параметрами (ГПТП) до групового показника за економічними параметрами (ГПЕП). Визначення ГПТП робиться на основі оцінки конкурентоспроможності одиничних параметрів продукції, яка аналізується і бази порівняння і їх зіставлення і вагомості параметра в загальному наборі з технічних параметрів. Визначення ГПЕП проводиться на основі визначення повних витрат споживача на придбання і споживання (експлуатацію) продукції.

Інтегральний показник конкурентоспроможності (ІПК) відображає відмінність

між порівнюваною продукцією в споживчому ефекті, що припадає на одиницю витрат покупця з придбання і споживання виробу, тобто  $ІПК = ГПТП / ГПЕП$ . Для підвищення  $ІПК$  необхідно, або зменшувати  $ГПЕП$  (наприклад, знизивши ціну), або збільшувати  $ГПТП$  покращив технічні характеристики. Ефективним важелем для покращення технічних характеристик є сертифікації продукції.

Таким чином, підвищення рівня конкурентоспроможності потребує підвищення ефективності системи сертифікації продукції.

Зробимо оцінку конкурентоспроможності продукції на прикладі провідного авіаційного підприємством України – ПАТ «МОТОР СІЧ», основна продукція якого авіаційні двигуни (приблизно 85%).

На сьогоднішній день головною стратегією підприємства є активне просування продукції в країни ближнього і дальнього зарубіжжя [6].

В наш час ПАТ «МОТОР СІЧ» доводиться працювати в умовах дуже жорсткої конкуренції на авіаційному полі світового ринку. На ринку авіадвигунів ступінь конкуренції дуже висока.

Серйозними суперниками є США, Німеччина/Англія, Канада, Росія. Ці країни очолюють список лідерів у виробництві авіадвигунів. Тому для того, щоб бути конкурентоспроможним суперником, ПАТ «МОТОР СІЧ» повинно постійно проводити роботи з підвищення якості випускаючої продукції, а також проведення сертифікації продукції за міжнародними стандартами.

Для прикладу візьмемо турбогвинтовий двигун ТВ3-117ВМА-СБМ1. Основними конкурентами цього двигуна є двигуни виробництва наступних підприємств: Pratt&Whitney (Канада), General electric (США), ВАТ «Завод ім. Клімова» (Росія).

Співвідношення якісних характеристик, що за опитуванням є найбільш вагомими для споживачів, двигунів ТВ3-117ВМА-СБМ1 і їх закордонних аналогів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Техніко-експлуатаційні параметри двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1, виробництва ПАТ «МОТОР СІЧ» і його зарубіжних аналогів

Двигун (виробник)	Техніко-експлуатаційні параметри				
	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$	$P_5$
ТВ3-117ВМА-СБМ1, ПАТ «МОТОР СІЧ»	2500	1193	9,6	10,234	0,258
ТВ7-117С сер.2, ВАТ «Завод ім. Клімова»	2430	1320	14,7	9,274	0,234
PW-127H, Pratt&Whitney	2225	1200	13,8	6,8	0,220
СТ7-11, General electric	2140	1307	17	9,58	0,218

Позначення:  $P_1$  – потужність, л.с.;  $P_2$  – загальмована температура газів перед турбіною, К;  $P_3$  – ступінь підвищення тиску;  $P_4$  – витрата повітря, кг/с;  $P_5$  – питомі витрати палива, кг/л.с.ч.

За результатами аналізу даних, наведених у таблиці 1, можна зробити наступні висновки, що якісні характеристики двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1 також близькі до зарубіжних двигунів-аналогів – за винятком таких показників, як потужність, ступінь підвищення тиску і витрата повітря. За рівнем потужності двигун виробництва ПАТ «МОТОР СІЧ» перевищує своїх конкурентів, але поступається за ступенем підвищення тиску.

Більш повна оцінка конкурентоспроможності потребує визначення інтегральних показників конкурентоспроможності двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1 і його закордонних аналогів з урахуванням цінових характеристик двигунів. Зроблені розрахунки показали, що двигун ТВ3-117ВМА-СБМ1 перевершує лише свій російський аналог, проте поступається за конкурентоспроможністю американському і канадському аналогам.

Для забезпечення конкурентоспроможності авіадвигунів на зовнішніх ринках доцільно підвищити ефективність системи сертифікації на ПАТ «МОТОР СІЧ», через те що існуюча система сертифікації відповідає тільки вимогам, що висувають вітчизняні споживачі.

## 2. Напрями вдосконалення системи сертифікації для підвищення конкурентоспроможності продукції

Сертифікаційні роботи в авіаційній галузі – відповідність зразка авіаційної техніки і його компонентів вимогам комплексу вимог з льотної придатності та охорони довколишнього середовища, що поширюється на даний зразок авіаційної техніки. Відповідність встановлюється на підставі результатів сертифікаційних робіт: розрахунків, моделювання, аналізу досвіду експлуатації зразка або його прототипів і сертифікаційних випробувань зразка.

В умовах ринкової економіки підприємство «МОТОР СІЧ» приділяє велике значення сертифікації продукції, що випускається.

Система сертифікації ПАТ «МОТОР СІЧ» включає наступні блоки [7]:

- сертифікація системи якості, виробництва авіаційної техніки (АТ), ремонту АТ;
- сертифікація типу АТ;
- сертифікація продукції неавіаційного призначення.

На ряду з позитивними сторонами системи сертифікації продукції на ПАТ «МОТОР СІЧ»,



### Література

1. Закон України «Про підтвердження відповідності» [Електронний ресурс] / Документ 2406-14, Редакція від 02.12.2012 – Режим доступу: <http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/2406-14>
2. Салухіна Н.Г. Стандартизація та сертифікація товарів і послуг: Підручник [Текст] Н.Г. Салухіна, О.М. Язвінська О.М. — К.: Центр навчальної літератури, 2010. — 336 с.
3. Сніжної Г.В. Сертифікація та система якості авіаційного підприємства / Г.В. Сніжної, О.В. Томашевський, В.С. Терьшина // Авиационно-космическая техника и технология.-2013.-№7(104).-С. 247-250.

4. Карпов А.Л. Конкурентоспособность: тактика и стратегия промышленного предприятия: монография [Текст] А.Л. Карпов. — Омск.: ОмГУ, 2009. — 180 с.

5. Печенкин А. П. Об оценке конкурентоспособности товаров и товаропроизводителей [Текст] / А. П Печенкин., В. А. Фомин // Маркетинг. — 2006. — №2. — С. 23-26.

6. Статут ПАТ «МОТОР СІЧ»: — Запоріжжя: ПАТ «МОТОР СІЧ», 2012. — 109 с.

7. СТП 549.00.001.1-2003 Система якості. Сертифікація. Порядок проведення сертифікації системи якості, виробництва та ремонту авіаційної техніки. — Запоріжжя: ПАТ «МОТОР СІЧ», 2003. — 43 с.

Надійшла до редакції 15.06.2014

### **А.В. Томашевский, Г.В. Снежной, В.В. Тулис. Влияние сертификации на конкурентоспособность продукции авиационного предприятия**

*Определено понятие и количественные оценки конкурентоспособности продукции на основе ее групповых показателей по техническим и экономическим характеристикам. Сделано сравнение конкурентоспособности турбовинтового двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1 (ПАО «МОТОР СІЧ») с зарубежными аналогами. Рассмотрено влияние системы сертификации продукции на ее конкурентоспособность. Предложено для обеспечения конкурентоспособности продукции авиационной отрасли на внешних рынках повысить эффективность системы сертификации. Показаны недостатки существующей системы сертификации в авиационной отрасли и предложены пути их устранения.*

**Ключевые слова:** конкурентоспособность, система сертификации, авиационное предприятие, интегральный показатель конкурентоспособности, авиадвигатель.

### **G.V. Snizhnoi, A.B. Tomashevskiy, V.V. Tulis. Influence of certification is on competitiveness of products of aviation enterprise**

*A concept and quantitative estimations of competitiveness of products are certain on the basis of her group indexes for to technical and economic descriptions. Comparing of competitiveness of propeller turbine TV3-117VMA-SBM1 (Motor Sich Public Joint Stock Company) is done to the foreign analogues. Influence of the system of certification of products is considered on her competitiveness. It offers for providing of competitiveness of products of aviation industry on foreign markets to promote efficiency of the system of certification. Shown lacks of the existent system of certification in aviation industry and offer ways of their removal.*

**Keywords:** competitiveness of products, system of certification, aviation enterprise, integral index of competitiveness, aero-engine.

*Наукове видання*

**Вісник двигунобудування №2/2014**  
науково-технічний журнал

Головний редактор  
Заст. гол. редактора

д-р техн. наук О. Я. Качан  
д-р техн. наук А. І. Долматов

---

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничих відділах ЗНТУ і АТ «МОТОР СІЧ»  
Комп'ютерна верстка  
Коректори

*М.Д. Хош*  
*О.Є. Носік,*  
*Я.В. Обухович,*  
*О.І. Пільгуєва*

Свідоцтво про державну реєстрацію  
КВ № 6157 від 20.05.2002

*Передрукування матеріалів тільки з дозволу редакції*  
*При використанні матеріалів посилання на журнал є обов'язковим*  
*Матеріали публікуються мовою оригіналу*  
*Рукописи, фотокартки та носії інформації не повертаються*

Здано до друку 25.08.2014 р., зам. 3518, накл. 300.  
Надруковано видавничим комплексом АТ «МОТОР СІЧ»  
Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК №4213 від 22.11.2011.