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

ВЕСТНИК №2 ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ 2011

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Выходит два раза в год

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

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

Запорожье АО «Мотор Сич» 2011 г.

ISSN 1727-0219

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

И. о. главного редактора:

Заместитель главного редактора:

- Technology of production and maintenance
- Structural materials
- Standartization and metrology
- Ecology

д-р техн. наук, профессор А. Я. Качан

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

Члены редакционной коллегии:

д-р техн. наук В. А. Богуслаев д-р техн. наук С. Б. Беликов д-р техн. наук В. С. Кривцов д-р техн. наук Ю. Н. Внуков д-р техн. наук А. Д. Коваль д-р техн. наук Э. И.Цивирко д-р техн. наук Л. И. Ивщенко канд. техн. наук П. Д. Жеманюк д-р техн. наук Г. А. Кривов д-р техн. наук В. А. Титов д-р техн. наук Ю. А. Ножницкий д-р техн. наук Б. С. Карпинос д-р техн. наук Б. А. Грязнов д-р техн. наук А. Я. Мовшович д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий д-р техн. наук Г. А. Горбенко д-р техн. наук С. В. Епифанов д-р техн. наук Н. С. Кулик д-р техн. наук Н. С. Кулик д-р техн. наук К. А. Дмитричев д-р техн. наук Ю. В. Петраков канд. техн. наук В. Ф. Мозговой канд. техн. наук А. В. Богуслаев канд. техн. наук А. В. Шереметьев

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

© ЗНТУ © НАУ им. Жуковского «ХАИ» © АО «Мотор Сич»

Члены редакционной коллегии



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



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



Богуслаев В.А. д-р техн. наук



Беликов С.Б. д-р техн. наук

Цивирко Э.И.

д-р техн. наук



Кривцов В.С. д-р техн. наук



Ивщенко Л.И. д-р техн. наук



Мовшович А.Я. д-р техн. наук



Епифанов С.В. д-р техн. наук



Богуслаев А.В. канд. техн. наук



Жеманюк П.Д. канд. техн. наук



Грязнов Б.А. д-р техн. наук



Ольшанецкий В.Е. д-р техн. наук



Кулик Н.С. д-р техн. наук



Мозговой В.Ф. канд. техн. наук



Внуков Ю.Н. д-р техн. наук



Карпинос Б.С. д-р техн. наук



Титов В.А. д-р техн. наук



Дмитриев С.А. д-р техн. наук



Шереметьев А.В. канд. техн. наук



д-р техн. наук



Кривов Г.А. д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А. д-р техн. наук



Петраков Ю.В. д-р техн. наук

Дмитриченко Н.Ф. д-р техн. наук



Горбенко Г.А. д-р техн. наук

Ткаченко В.В.

канд. техн. наук







Для сведения авторов

Условия публикации:

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

Требования к оформлению материалов для журнала «Вестник двигателестроения»

• К рассмотрению принимаются научные статьи, содержащие такие необходимые элементы: постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, в которых имеются предпосылки решения данной проблемы и на которые опирается автор, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья; формулирование целей статьи (постановка задания); изложение основного материала исследования с полным обоснованием результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в данном направлении.

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

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

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

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

• Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двубитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 dpi (формат TIFF), для фотографий – 200–240 dpi (формат JPG, EPS, BMP). Не допускается вставка рисунков в файл статьи непосредственно из прикладных программ (AutoCAD, Excel и т.п.), минуя графический формат. Для четкого воспроизведения изображения при печати толщина линий не должна быть меньше, чем 0,1 мм. Наличие подрисуночной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисуночной надписи.

• Таблицы должны содержать только необходимую информацию, быть лаконичными и максимально понятными. Возле обозначений параметра необходимо указать его размерность. Размер шрифта таблицы должен составлять 10 пт. Ширина таблицы не должна превышать 80 мм (размер колонки). В отдельных случаях разрешается делать таблицы шириной 170 мм.

• Перечень литературы в конце рукописи на языке оригинала приводится в соответствии с последовательной ссылкой на работы в тексте и требованиями действующих норм. Ссылка на литературу в тексте нумеруется арабскими цифрами в прямых скобках.

• В справке об авторах нужно привести фамилии, имена и отчества всех авторов, их служебные и домашние адреса, должности, ученые степени, номера телефонов, электронные адреса. Авторами считаются лица, которые принимали участие в выполнении работы в целом или ее главных разделов.

Статьи направляются в редакцию по адресу:

69063, Украина, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64 Запорожский национальный технический университет, зам. главного редактора Качану Алексею Яковлевичу Электронный вариант статьи можно передать по адресу: vd@zntu.edu.ua. (максимальный объем письма 2 Мбайта).

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

В.А. Шкабура ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ9
В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, А.В. Лапотко ПОЛНЫЙ АНАЛИЗ CLOCKING-ЭФФЕКТОВ В 1.5 СТУПЕНИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ОТСЛЕЖИВАНИЯ СТРУЙ ТЕЧЕНИЙ ГАЗА 14
<i>А.В.Русанов, Д.Ю.Косьянов, А.И.Косьянова</i> ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕЯВНОЙ СХЕМЫ РАСЩЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСЗВУКОВЫХ ТЕЧЕНИЙ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА
С.В. Ершов РАЗВИТИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА РАСЧЕТА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТЕЧЕНИЙ В ТУРБОМАШИНАХ
Бучаков С.В., Евдокименко Ю.И., Исаев К.Б., Кисель В.М., Ремесло В.В., Фролов Г.А. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ
С.И.Сербин, А.Н.Маринец ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАПУСКА ГТД ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ 36
Д.А. Долматов РЕГУЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО ГОРЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДОВ ДУГОВЫМИ РАЗРЯДАМИ МАЛОЙ ДЛИНЫ
В.А. Щукин, Ф.М. Валиев, О.В. Дунай, Ф.В. Щукин МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПЛАМЕНИ ОДНОРОДНОЙ СМЕСИ
<i>А.Р. Лепешкин</i> НОВЫЙ МЕТОД НАГРЕВА ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ
<i>М.М. Кудин, В.Ю. Бережной</i> РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ КОМПРЕССОРА НА ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ В СИСТЕМАХ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА
<i>А.А. Тропина</i> ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ЛАМИНАРНОГО ПЛАМЕНИ
Щвецов В.Л., Решитько В.П., Гринштейн М.И., Костюк В.Е., Кирилаш Е.И. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК, ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА И ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ, ОСНАЩЕННОЙ СТРУЙНО- СТАБИЛИЗАТОРНЫМ ФРОНТОВЫМ УСТРОЙСТВОМ
А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов Этапы модернизации камеры сгорания гтд со ступенчатым подводом воздуха по длине жаровой трубы

<i>Нгуен Минь Суан , Нгуен Ван Тхинь, Данг Ван Кхиен</i> ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ (ГТСВО)	83
<i>А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, М.А. Брянцев</i> повышение эффективности газотурбинного двигателя каскадного обмена давлением утилизацией теплоты отработавших сред	91
А.К. Чередниченко, М.Р. Ткач К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ	. 101
А.С. Колядюк, Н.Г. Шульженко, И.Н. Бабаев ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПАРА В РЕГУЛИРОВОЧНОМ КЛАПАНЕ ТУРБИНЫ	. 106
<i>Е.В. Белоусов, М.С. Агеев, Н.Н. Кобяков</i> комплексная утилизация отходов сепарации топлива в судовых энергетических установках	. 111
<i>Я.А. Кумченко</i> новый класс высокоэффективных средств пожаротушения широкого спектра применения для авиационно-космической техники	. 115
<i>М.А.Тарасенко, А.И.Тарасенко</i> РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕСУРСОВ В ГТД С ТУК НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ	. 119
С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков повышение энергоэффективности газопоршневых мини-тэц с перспективной системой питания	. 123
J. Swirydczuk, M. Szymaniak NUMERICAL ANALYSIS OF THE FLOW STRUCTURE IN THE RWTH AACHEN MODEL TURBINE	. 127
L. Jedrzejewski, P. Lampart TESLA FRICTION-TYPE MICRO TURBINE FOR SMALL-SCALE COGENERATION	. 132
Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕЗВОДНОГО ЦИКЛА РЕНКИНА ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК, УТИЛИЗИРУЮЩИХ СБРОСНУЮ ТЕПЛОТУ ПРИВОДНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ	. 138
В.М. Горбов, М.А. Карпов КОНЦЕПЦИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ	. 142
Ф.Г. Сорогин, Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, В.П. Трофимов, А.В.Минячихин, И.И. Петухов, Ю.В. Шахов АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТП Д-336-2 С РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА	. 147
D. Kwapisz, M. Hafner, V.Spitsyn, A.Mykhaylov, V. Berezhnoy TEST AND VALIDATION OF A MICROWAVE TIP CLEARANCE SENSOR ON A 25MW GAS TURBINE ENGINE	. 152
<i>Л.В.Капитанова</i> АНАЛИЗ УЧАСТКОВ ПОСАДОЧНОЙ ДИСТАНЦИИ С УЧЕТОМ МОДИФИКАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В СТОЙКАХ ШАССИ САМОЛЕТА	. 162

С.В. Никитин	
КРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИБРИДНОМ	
ПОДШИПНИКЕ ПРИ СТРУЙНОЙ СМАЗКЕ	168
И.И.Мележик, П.П.Гонтаровский, Н.Г.Шульженко	
ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНО-ПАРОВОЙ СРЕДЫ НА КИНЕТИКУ ТРЕЩИН В СОСУДАХ	
ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ	175
A.M. 1 PYMERKO, A.J. KUPORTYK O DOMERKO, AJJ KUPORTYK O DOMEKKO, DUMEKUM DOTOVOD CMEHUDAEMU V D UMEKUDNUECVUV	
О ВЗАИМНОМ ВЛИЯНИИ ПОТОКОВ СМЕШИВАЕМЫХ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ	
ВИХРЕВЫХ ТРАКТАХ ЖИДКОСТЕИ НА НЕСТАБИЛИЗИРОВАННОМ НАЧАЛЬНОМ	. = 0
УЧАСТКЕ ТЕЧЕНИЯ	179

конструкция и прочность

Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО УРОВНЯ	183
Ю.С. Воробьев, В.Н.Романенко, Л.Г. Романенко, В.А.Потанин, В.В.Тарасов КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА МОЩНЫХ ДИЗЕЛЕЙ	188
С.А. Букатый Расчет стяжного болта и вала ротора компрессора гтд методом эквивалентных жесткостей	192
Бойко Л.Г., Демин А.Е., Максимов Ю.П., Пижанкова Н.В., Басов Ю.Ф. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОНАПОРНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	197
<i>Л.Г.Бойко, Е.С.Барышева</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСЗВУКОВОГО ТЕЧЕНИЯ В ВЫСОКОНАПОРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ	203
С.А.Алехин, В.П. Герасименко, Е.Н.Овчаров, В.А. Опалев ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОЯРУСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦБК	208
Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Е.В. Кожаринов, А.М. Плущевский РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В КОНЦЕНТРАТОРАХ НАПРЯЖЕНИЙ ВАЛОВ НЕСУЩИХ ВИНТОВ ВЕРТОЛЕТОВ	213
ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА	
<i>А.И. Дубин</i> О РЕЛАКСАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА	218
С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, Е.Ю. Дорошенко МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ КЛАСТЕРОВ ДЕФОРМАЦИОННОГО РЕЛЬЕФА НА ПОВЕРХНОСТИ ПЛАКИРУЮЩЕГО СЛОЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ	223
<i>В.П. Квасніков, В.М. Селенков</i> дослідження міцносних характеристик деталей верстату для різання кераміки	229

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В.Н. Толорайя, А.Н. Петухов, М.Е. Колотников, С.В. Харьковский, Г.А Остроухова НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ОТЛИВОК НА ПРИМЕРЕ БЕЗУГЛЕРОДИСТОГО СПЛАВА ВЖМ5	234
<i>Н.П. Великанова, П.Г. Великанов, А.С. Киселев</i> ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАРАБОТКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ДЛЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД	239
Е.Р. Голубовский, Н.Г. Бычков, А.Ш. Хамидуллин, О.А. Базылева Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости монокристаллов сплава на основе NI ₃ al для высокотемпературных деталей агтд*	244
С.В. Щепак, Д.Н. Костенюк, Г.С. Сейдаметова, М.В. Лисовская ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЖИВУЧЕСТИ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА ПО ПАРАМЕТРАМ ДЕФОРМАЦИОННОГО РЕЛЬЕФА У КОНЦЕНТРАТОРА НАПРЯЖЕНИЙ	249

ИНФОРМАЦИОННОЕ СООБЩЕНИЕ

А.М. Локощенко	
СПЛЮЩИВАНИЕ ДЛИННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ	
ВНЕШНЕГО РАВНОРАСПРЕДЕЛЕННОГО ДАВЛЕНИЯ	253

УДК 621.438:621.515

В.А. Шкабура

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В рамках развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей путем применения в их составе перспективных и новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (TKO). Приведена схема ГТД с ТКО, позволяющая увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, которая при обеспечении высокого уровня эффективности ТКО приведет к росту удельной тяги двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для определения эффективности применения ТКО в составе малоразмерного ГТД представлены результаты термодинамического расчета. В данной статье приведены некоторые положения теории влияния фактора размерности и степени парциальности на эффективность работы компрессорной и турбинной частей TKO.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, малоразмерный газотурбинный двигатель, степень парциальности, компрессорная часть, турбинная часть, периодическое движение газовых потоков.

Введение

Высокая удельная мощность (тяга) и приемлемая экономичность авиационных газотурбинных двигателей обусловили довольно широкий диапазон применения и изменения их характеристик. Современные ГТД достигли высокого уровня развития, и дальнейшее их совершенствование связано с решением сложных задач. Даже небольшое улучшение удельных параметров двигателя сопровождается значительными затратами материальных, энергетических и временных ресурсов. Особенно трудные задачи возникают при улучшении параметров малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД), потому что значительно снижается эффективность турбомашин. Поэтому удельный расход топлива современных МГТД на 20...25%, а удельная масса на 45...50% больше, чем у полноразмерных ГТД [1].

В настоящее время к малоразмерным ГТД относят двигатели, у которых низкий приведенный расход воздуха на выходе компрессора $G_{\text{в. пр. вых}} < 1,5...2,5$ кг/с или пропускная способность турбины $A_{\text{T}} < 0,012...0,016$ м² [1].

1. Формулирование проблемы

Снижение размеров проточной части турбомашины и объемного расхода газа приводит к уменьшению ее эффективности. Одной из основных причин снижения КПД турбомашин при уменьшении размеров проточной части лопаточных машин является увеличение соотношения между толщиной пограничного слоя и основным потоком. По мере уменьшения высоты лопаток области повышенных потерь сближаются, и при определенной относительной высоте лопаток вихревое движение распространяется на все сечение канала и происходит смыкание вторичных течений [2].

При малых размерах лопаток турбин проблематично размещение внутренних каналов охлаждения. А утолщение выходной кромки для охлаждения задней части лопаток приводит к большим потерям энергии в закромочных следах. Пленочное охлаждение существенно улучшает тепловую защиту лопаток, но является причиной дополнительных потерь и снижения КПД турбин, особенно малоразмерных.

Поэтому для повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо не только совершенствовать традиционные типы турбомашин, но и на основе всестороннего анализа применять новые технические решения и проводить их оптимизацию. Для этого нужно выработать критерии выбора типа турбомашин в зависимости от условий применения и поставленной задачи.

© В.А. Шкабура, 2011

2. Решение проблемы

Одним из способов решения данной проблемы является применение в газотурбинных двигателях турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3-5]. Благодаря особенностям устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (PK) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при низких объемных расходах газа и малых размерах проточной части. Вследствие периодичности работы лопаток PK в компрессорной и турбинной частях ТКО, они могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной [4].

При определенном расходе газа в каждом типе турбомашин начинает проявлять себя фактор размерности, который приводит к снижению КПД турбомашин [1]. На рис.1 показаны обобщенные зависимости снижения КПД осевых и радиально-осевых турбин и компрессоров при уменьшении приведенного расхода газа.



▲ – осевые турбины; ■ – радиальные турбины;
 • – осевой компрессор; * – ЦБК

Данные зависимости можно использовать для учета фактора размерности и определения уровня КПД малоразмерных турбин и компрессоров:

$$\eta_{\text{MAJ}} = \eta_{\text{полн}} - \Delta \eta \,. \tag{1}$$

Каждый тип турбомашин имеет оптимальную область применения, в которой он наиболее эффективен по КПД, коэффициенту напора (работы), производительности и габаритным размерам. Все эти величины в комплексе объединяет коэффициент объемной эффективности [3]. Из рис. 2 видно, что для каждого значения объемного расхода воздуха один из типов ступеней компрессоров имеет наибольшую эффективность. Применение ТКО эффективно при малых объемных расходах газа, когда из-за фактора размерности значительно уменьшена эффективность работы турбомашин.

Фактор размерности значительно влияет на коэффициент мощности, коэффициенты напора (работы) и производительности. Учет влияния ряда факторов на коэффициент мощности



Рис. 2. Сравнение различных типов ступеней компрессоров: о – осевая; • – центробежная; * – компрессорная часть ТКО

μ [6] в ТКО проводится путем введения дополнительных поправочных коэффициентов

L

$$\iota_{\kappa} = \mu \ K_{s} K_{\tau} K_{L} K_{Re} K_{d}$$
(2)

где К_s - коэффициент, учитывающий влияние величины зазора между корпусом и лопатками;

К_L - коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток;

К_τ - коэффициент нестационарности, учитывающий влияние периодичности на работу РК;

К_{Re} - коэффициент, учитывающий режим течения газа в межлопаточном канале PK.

К_d - коэффициент, учитывающий фактор размерности лопаток.

В турбинной части ТКО течение конфузорное, поэтому влияние пограничного слоя на коэффициенты расхода и работы при высоте лопаток $h_{\pi} \ge 9$ мм незначительно [7], если относительная высота решетки больше 1,5 [2]. Коэффициент расхода равен отношению среднего значения меридиональной составляющей абсолютной скорости к окружной скорости на среднем радиусе РК:

$$\overline{c}_{m} = c_{m cp} / u_{cp} . \tag{3}$$

Толщина пограничного слоя δ не уменьшается по мере уменьшения размеров турбомашины и соответственно ее проточной части. Поэтому фактор размерности существенно влияет на эффективность работы турбомашин, когда h_{π}

и δ соизмеримы.

Наличие переходных режимов работы РК несколько снижает напор и КПД компрессорной и турбинной частей, так как некоторое время происходит разгон потока до необходимой скорости [5]. Чтобы учесть эту особенность, необходимо ввести поправочные коэффициенты, которые будут учитывать влияние на КПД и на напор (работу) степени парциальности компрессорной и турбинной частей:

$$K_{\overline{H}_{\varepsilon}} = \overline{H}_{\kappa(\tau)}^{\varepsilon} / \overline{H}_{\kappa(\tau)}, \qquad (4)$$

$$K_{\eta_{\mathcal{E}}} = \eta_{\mathcal{K}}^{\varepsilon} / \eta_{\mathcal{K}} .$$
 (5)

На рис. 3 показаны обобщенные зависимости поправочных коэффициентов напора (работы) и КПД от степени парциальности частей ТКО. Благодаря тому, что в турбинной части поток активный и на входе в РК он имеет большую скорость, время разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части. Поэтому эффективность работы турбинной части ТКО менее зависима от степени парциальности. Кроме того, наличие компрессорной части практически не влияет на эффективность работы турбинной части ТКО, а снижение ее КПД зависит лишь от степени парциальности.



Рис. 3. Зависимости поправочных коэффициентов напора (работы) и КПД от степени парциальности: ■ – турбина; • – компрессор

Анализ проведенных исследований [7-9] показывает, что получить универсальную формулу для определения влияния степени парциальности на эффективность компрессорной и турбинной частей довольно трудно из-за сложного влияния их конструктивных и режимных параметров. Для предварительной оптимизации параметров турбинной части целесообразно использовать формулу, которая учитывает влияние степени парциальности турбинной части на общий ее КПД:

$$K_{\eta_{\varepsilon}} = K_{\alpha} \left(1 - 0.135 \frac{u}{c_{a,\mu}} \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \right) , \qquad (6)$$

где K_{α} — коэффициент, учитывающий влияние угла потока на выходе из СА.

В первом приближении степени парциальности компрессорной и турбинной частей ТКО должны быть равными. Однако, как показали исследования [5], турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость, поэтому время для разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части.

Для исследования влияния степени парциальности на эффективность работы компрессорной и турбинной частей создана модель ТКО. С помощью сменных вставок изменялась степень парциальности компрессорной части. Привод РК осуществлялся от электродвигателя. Для определения мощности турбинной части применялся воздушный тормоз со встроенным измерителем крутящего момента (рис. 4), чувствительный элемент которого — спиральная пружина. Анализ зависимостей позволяет констатировать, что для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень ее парциальности должна быть не ниже 0,5.



Рис. 4. Воздушный тормоз с измерителем крутящего момента

В качестве основы турбомашин для ТКО взята диагональная ступень, так как она является компромиссным вариантом с точки зрения КПД, напора, габаритных размеров и производительности.

Типичный малоразмерный ГТД имеет центробежный компрессор, кольцевую камеру сгорания и осевую турбину. Если двигатель предназначен для самолета, то для повышения тягового КПД и общей эффективности ГТД необходим вентилятор.

Применение ТКО в составе ГТД позволяет увеличить степень повышения давления компрессора π_{κ}^{*} и температуру газа перед турбиной

T^{*}_r за счет периодичности работы лопаток РК

ТКО. На рис. 5 показана схема малоразмерного газотурбинного двигателя с ТКО.

Для опытной проверки эффективности использования ТКО в составе МГТД применена наиболее простая схема двигателя.

В качестве аналога был выбран МГТД с такими параметрами [10]:

тяга на максимальном режиме – 90H;



 температура газа перед турбиной — 973К; - расход воздуха $G_{\rm B} = 0,225$ кг/с;

— частота вращения ротора $n \leq 12000 \, \text{об/мин}$;

- степень повышения давления $\pi_{K}^{*} = 2,4$;

– КПД компрессора $\eta_{\kappa}^* = 73\%$.

Благодаря особенностям работы лопаток РК ТКО в МГТД увеличена температура газа перед турбиной $T_{\Gamma} = 1250 \text{K}$. В ТКО лопатки РК работают в компрессорном и турбинном режимах с периодом в пол-оборота, поэтому его диаметр должен быть больше: D_к = 98 мм. Для максимального режима работы МГТД с

ТКО приняты следующие параметры:

— частота вращения ротора $n = 70000 \, \text{об/мин}$;

— расход воздуха $G_{B} = 0,225 \, \text{кг/c}$.

На входе в двигатель расположен вентилятор. В результате проведенных расчетных исследова-

ний получены параметры: $\pi_{B}^{*} = 2,15$; $\eta_{B}^{*} = 0,86$.

С помощью газодинамических расчетов ТКО в составе двигателя установлены параметры:

в компрессорной части $\pi_{\kappa}^{*} = 1.93$; $\eta_{\kappa}^{*} = 0.75$; в турбинной части $\pi_{\rm T} = 2,65$; $\eta_{\rm T} = 0,805$.

В итоге получено: $\pi_{\kappa}^{*} = 4,1$; $\eta_{\kappa}^{*} = 0,8$;

P=16 кгс.

Итак, применение ТКО в составе ГТД при том же расходе воздуха в газогенераторе позволило увеличить тягу двигателя в 1,8 раза.

С помощью формул, полученных ранее [4], определена средняя температура лопаток РК ТКО, она составляет $\overline{T}_{\pi} = 775$ К. Нагрев воздуха от лопаток РК в ТКО равен 5°, в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная тяга, однако, отсутствует необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК турбинной части ТКО.

Заключение

Проведенные исследования показали, что ТКО благодаря особенностям его работы и устройства целесообразно применять при небольших объемных расходах и малых размерах лопаток, когда осевые и радиальные турбомашины имеют невысокую эффективность.

При выборе типа турбомашины для ГТД предлагается в качестве критерия оптимизании использовать коэффициент объемной эффективности, так как он комплексно учитывает основные параметры эффективности машины: КПД, коэффициент напора (работы), производительность и габаритные размеры.

Чтобы учесть снижение КПД при малых объемных расходах, необходимо в формулы для расчета КПД и напора (работы) вводить поправочные коэффициенты, учитывающие фактор размерности.

Для увеличения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной в газотурбинных двигателях предлагается применять в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины турбокомпрессор с общим рабочим колесом. И хотя КПД полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей ТКО, однако, его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300°.

Большинство малоразмерных ГТД имеют центробежный компрессор и осевую турбину. Применение вентилятора несколько усложняет конструкцию двигателя, однако, позволяет увеличить его тяговый КПД, общую степень повышения давления и топливную экономичность МГТД.

Модернизация двигателя с помошью ТКО позволяет повысить термодинамические параметры цикла и тем самым увеличить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива.

Необходимость переходных каналов между традиционными турбомашинами и ТКО несколько усложняет применение ТКО в составе ГТД. Хотя РК ТКО по сравнению с РК с охлаждаемыми лопатками значительно проще конструктивно и дешевле в изготовлении. Поэтому использование ТКО в составе малоразмерных газотурбинных двигателей целесообразно лишь при значительном увеличении степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся, поэтому часть энергии теряется при переходе из одного режима работы РК в другой. Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость. Поэтому для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень ее парциальности должна быть не ниже 0,45...0,5.

Перечень ссылок

1. Кулагин В.В.Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: в 3 кн./В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – Кн.3. Основные проблемы – 464с.

2. Дейч М.Е. Гидрогазодинамика / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин.- М.: Энергоатомиздат, 1984. - 384с.

3. Шкабура В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотурбинных двигателях на общих опорах качения/ В.А. Шкабура,С.И. Пшеничных//Авиационнокосмическая техника и технология. - 2007. - №8/ 44. - С.103-106.

4. Шкабура В.А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях /В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. - 2008. - №4/51. - С.57-60.

5. Шкабура В.А.Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях / В.А.Шкабура //Авиационно-космическая техника и технология. - 2009. - №7/64. - С.66-70.

6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин/К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин.- М.: Машиностроение, 1986. — 432с.

7. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов/ Н.Н.Быков, О.Н.Емин. — М: Машиностроение, 1972. — 288 с.

8. Виршубский И.М. Вихревые компрессоры/
 И.М. Виршубский, Ф.С. Рекстин., А.Я. Шквар.
 – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

9. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей/ Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

10. Порошкин К.В. ТРД малой тяги для беспилотного летательного аппарата/ К.В. Порошкин, Д.А. Ахмедзянов// Молодой ученый. – 2011. – №1 – С.16–18.

Поступила в редакцию 31.05.2011

В.А. Шкабура. Дослідження турбокомпресорів із спільним робочим колесом для використання у малорозмірних газотурбінних двигунах

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання у їхньому складі перспективних і нових турбомашин, наприклад, турбокомпресорів із спільним робочим колесом (TKC). Наведено схему ГТД із ТКС, яка дозволяє збільшити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня ефективності ТКС приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі малорозмірного ГТД наведено результати термогазодінамічного розрахунку. У даній статті наведено деякі положення теорії впливу фактора розмірності та ступеня парціальності на ефективність роботи компресорної і турбінної частин ТКС.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, малорозмірний газотурбінний двигун, ступінь парціальності, компресорна частина, турбінна частина, періодичність руху газових потоків.

V.A. Shkabura. Analysis of turbo-compressor with general impeller for small gas turbine engines

In the framework of development of the prospective and new types of turbomachines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of small gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of small gas turbine engines thermodynamic and gas researches were conducted.

Key words: turbo-compressor with general impeller, small gas turbines engine, compressor zone, turbine zone, periodical flow of gas.

УДК 621.44.533.697

В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, А.В. Лапотко

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

ПОЛНЫЙ АНАЛИЗ CLOCKING-ЭФФЕКТОВ В 1.5 СТУПЕНИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ОТСЛЕЖИВАНИЯ СТРУЙ ТЕЧЕНИЙ ГАЗА

Выполнен полный анализ явлений clocking-эффекта с использованием метода отслеживания струй течений газа на примере 1.5 ступени газовой турбины. В качестве исследуемых параметров рассмотрены эффективность, акустические свойства турбины, аэромеханические условия эксплуатации рабочих лопаток, а также тепловая нагрузка лопаток второго соплового аппарата. Представленные результаты анализа свидетельствуют о том, что при использовании явлений clocking-эффекта особое внимание следует уделять анализу аэромеханических условий эксплуатации рабочих лопаток турбины.

Ключевые слова: турбомашина, clocking-эффект, нестационарное аэродинамическое взаимодействие.

1. Введение

Аэродинамическое взаимодействие лопаток рабочих колес и лопаток направляющих аппаратов в многоступенчатых турбомашинах создает нестационарное поле течения газа. Это нестационарное течение становится более упорядоченным, когда в рассматриваемой области течения имеет место наличие несмежных лопаточных венцов с одинаковым или кратным числом лопаток. Известно, что, учитывая эти упорядоченные структуры течения, можно существенно улучшить некоторые характеристики турбомашин. Это явление получило название clocking—эффекта турбомашины.

В отличие от clocking-эффекта, основанного на траекторных характеристиках течения в турбомашине, оказывающего влияние на эффективность, акустические свойства и тепловую нагрузку конструкции, clocking—эффект аэродинамического нагружения рабочей лопатки определяется ее взаимодействием, как со следовой, так и с потенциальной неравномерностью течения.

Именно возможностью возникновения опасных вынужденных колебаний рабочих лопаток объясняется тот факт, что несмотря на перспективу существенно улучшить некоторые характеристики турбомашины, внедрение явлений clocking-эффекта не получило широкого распространения. Этому способствовало в значительной степени отсутствие достаточно апробированных методов расчета нестационарных течений в турбомашинах.

Целью представленной работы является оценка возможности использования метода отслежи-

© В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, А.В. Лапотко, 2011

вания струй течений газа в процессе проектирования турбомашин с учетом явлений clocking эффекта.

2. Обозначения

Ти - степень турбулентности;

 P_0^0 , T_0^0 - соответственно, полное давление и полная температура в сечении входа;

Р_а, Т_а – соответственно, статическое давление, статическая температура в сечении выхода;

η, S – соответственно, к.п.д., энтропия;

 $P^{0}(\Delta S)$ - полное давление в сечении выхода, определенное по изменению энтропии;

 k_{χ}, k_{ϕ} - количество расчетных элементов, соответственно, в осевом и окружном направлениях для одного межлопаточного канала;

 F_x , F_{ϕ} - компоненты газовых сил, действующих соответственно в осевом и окружном направлениях на поверхность лопатки;

M_t, M_d – соответственно момент кручения, вращающий момент на одну лопатку.

3. Краткое описание метода

Разработанный нами метод отслеживания струй течений (MOCT) [1] основан на Эйлерово-Лагранжевом представлении течения газа. В каждый момент времени сеточные поверхности, ориентированные в направлении основного течения, перестраиваются таким образом, чтобы боковые грани расчетных ячеек всегда совпадали с поверхностями контактного разрыва параметров. Это обеспечивает высокую точность расчета при наличии в поле течения границ раздела между областями с различными веществами или различными температурами, а также при наличии в поле течения произвольно движущихся жестких границ тела.

Процессы тепломассообмена, обусловленные молекулярным и турбулентным движениями среды воспроизводились потоками субстанции. Определение интенсивностей потоков, обусловленных физической вязкостью, предполагает использование достижений кинетической теории газов. Определение интенсивностей потоков, обусловленных турбулентной вязкостью, предполагает использование основных достижений современных моделей турбулентности.

Используя Эйлерово-Лагранжев подход, нами была реализована схема расчета течения газа в ступени турбомашины в единой системе координат. Тем самым был устранен негативный эффект - «мазание» параметров потока на стыках сеток, что свойственно методам, использующим скользящие сетки.

Разработанный метод был апробирован на различных типах течений. Получено хорошее соответствие результатов расчета и экспериментальных данных при определении траекторных характеристик нестационарного течения газа в 2.5 ступени турбины экспериментального двигателя [2].

4. Объект исследований

Объектом численных исследований являлось 1.5 ступени турбины, экспериментальные данные которой были получены в Институте реактивных двигателей и турбомашин университета технологий г.Ахен, Германия [3] (см. рис. 1).



Рис. 1. Исследуемые 1.5 ступени турбины низкого давления

Все величины приводились к безразмерному виду. Эталоном длины была принята общая протяженность расчетной области, которая составила 232.5 мм. В качестве эталонов давления и температуры принимались соответственно значения P_a=99922.02 Па, T_a=293.65 К на выходе турби-

ны. Показатель адиабаты К=1.4, газовая посто-янная R=287.0 Дж/(кг К). Эталоном скорости

служила изотермическая скорость звука $\sqrt{RT_a}$.

Число Рейнольдса, определенное по общей осевой протяженности расчетной области и физической вязкости газа на выходе из турбины, составило 4350000.0. Заданному расходу газа g = 7.2

кг/сек соответствовало Р₀⁰=151300 Па,

 T_0^0 =306.87 К. Турбулентность течения на входе в расчетную область T_{U0} =2%.

В качестве исследуемого интегрального параметра турбины в целом рассматривался к.п.д., который определялся по соотношению:

$$\eta = (P^0(\Box S) - P_a) / (P_0^0 - P_a)$$
(1)

При проведении численных расчетов использовались H – сетки. Каждый межлопаточный канал разбивался с переменным шагом в осевом х-направлении и с постоянным шагом на левой расчетной границе в окружном φ -направлении: для сопловых аппаратов $k_x = 68$, $k_{\varphi} = 88$; для рабочего колеса $k_x = 66$, $k_{\varphi} = 80$.

5. Некоторые clocking—эффекты нестационарного взаимодействия

Мгновенные поля параметров (T_U, S), полученные на установлении нестационарного процесса в 1.5 ступени турбины для 0-ого положения второго статора, представлены на рис. 2. Для сравнения на рис. 3 представлены те же поля параметров, полученные для 4-ого положения второго статора.

Из представленных на рис. 2 и 3 результатов видно, как происходит фрагментация аэродинамических следов, сходящих с лопаток первого статора. И далее, для 0-ого положения второго статора (см. рис. 2), получающиеся фрагменты следов, пройдя межлопаточные каналы рабочего колеса, а также своеобразный коридор, образованный аэродинамическими следами лопаток рабочего колеса, попадают в середины межлопаточных каналов второго статора.

Однако для 4-ого положения второго статора (см. рис.3), образующиеся фрагменты следов попадают на входные кромки лопаток второго статора. Таким образом, развитие пограничного слоя вблизи лопаток второго статора для его 0-ого положения (см. рис. 2) обусловлено взаимодействием с поверхностью лопаток потока, обладающего низкой степенью турбулентности. Развитие же пограничного слоя вблизи лопаток второго статора для его 4-ого положения (см. рис. 3) обусловлено взаимодействием с поверхностью лопаток потока, обладающего высокой степенью турбулентности. А в этом случае наблюдается интенсификация тепломассообмена, и, как следствие, рост потерь, рост толщины пограничного слоя, возрастание степени турбулентности.

Во всех остальных положениях второго статора, отличных от 0-го и 4-ого, имеет место частичное воздействие фрагментов аэродинамических следов от лопаток первого статора на лопатки второго статора. Для сопоставления с экспериментальными данными работы [3] расчетные значения к.п.д. 1.5 ступени турбины, полученные по формуле (1), приводились к среднему арифметическому значению к.п.д.:

$$\eta_{i,rel} = \frac{\eta_i}{\overline{\eta}}; \quad \overline{\eta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \eta_i . \tag{2}$$





а) параметр T_U б) параметр S Рис. 2. Мгновенное поле течения в 1.5 ступени турбины для 0-ого положения второго статора





Рис. 3. Мгновенное поле течения в 1.5 ступени турбины для положения 4 второго статора

Относительные значения к.п.д. 1.5 ступени турбины для всех взаимных ориентаций статора при $T_{U0} = 2\%$ представлены на рис. 4. Там же нанесены экспериментальные значения. Наблюдается по праву хорошее соответствие.

Опираясь на акустические исследования, представленные в работе [4], которые получили экспериментальное подтверждение, можно утверждать вполне обоснованно, что в 0-ом положении второго статора будет регистрироваться более низкий уровень шума турбины низкого давления в широкополосной области по сравнению с ситуацией, которая будет развиваться, когда второй статор находится в 4-ом положении. Более высокий уровень турбулентности, развивающийся



Рис. 4. Изменение относительных значений к.п.д. 1.5 ступени турбины при изменении взаимной ориентации статоров

вблизи второй статорной решетки, находящейся в 4-м положении по сравнению с уровнем турбулентности вблизи второй статорной решетки, находящейся в 0-м положении, подтверждает это.

Совершенно противоположное решение может быть принято при реализации clocking-эффекта для ступеней турбин высокого давления, для которых особую важность представляет решение проблемы обеспечения охлаждения статорных решеток.

Вследствие, как правило, пленочного охлаждения, спутные струи от лопаток первой статорной решетки являются захоложенными по сравнению со струями ядра течения [5]. Таким образом, для турбин высокого давления «кильватерное» расположение лопаток второго соплового аппарата по отношению к захоложенным аэродинамическим следам лопаток первого соплового аппарата, несмотря на возрастание аэродинамических потерь, является весьма целесообразным в смысле обеспечения их благоприятного теплового состояния.

6. Аэромеханические исследования 1.5 ступени турбины

Рабочая лопатка турбомашины, при своем движении, испытывает периодические воздей-

ствия от следовой и потенциальной неравномерностей течения, порождаемого неподвижными решетками статора. Разработанный метод позволяет поставить задачу оптимизации взаимного расположения статорных венцов с целью снижения амплитуд возбуждающих нагрузок, приводящих к вибрациям рабочих лопаток. Однако, для проведения Фурье-анализа возбуждающих сил, необходимо проведение «глубоких по времени» (в течение 1.5 – 2 оборотов ротора) численных расчетов всей турбины в целом при различной взаимной ориентации статоров.

Расчеты, проведенные для 0-ого, 2-ого, 4-ого, 6-ого и 8-ого положений второго статора показали, что 2-ое и 6-ое положения статора представляют наибольший интерес в смысле получения экстремальных динамических нагрузок, действующих на рабочую лопатку. Это следует из результатов Фурье-анализа изменения по времени осевой (рис. 5) и окружной (рис. 6) компонент сил, а также вращающего (рис. 7) и скручивающего (рис. 8) моментов, действующих на лопатки рабочего колеса.







Рис. 6. Результаты Фурье-анализа окружного компонента сил, приложенных к рабочим лопаткам, при различных взаимных положениях сопловых аппаратов: а) – положение 2; б) – положение 6



Рис. 7. Результаты Фурье-анализа вращающего момента, действующего на одну рабочую лопатку относительно оси двигателя, при различных взаимных положениях сопловых аппаратов: а) – положение 2; б) – положение 6



Рис. 8. Результаты Фурье-анализа момента кручения, приложенного к рабочим лопаткам, при различных взаимных положениях сопловых аппаратов: а) – положение 2; б) – положение 6

Здесь необходимо принять во внимание, что в положении 6 второго статора достигается наибольший вращающий момент M_d , снимаемый рабочим колесом, при минимальной осевой нагрузке F_x . В то время как в положении 2 второго статора достигается минимальный момент кручения M_t рабочей лопатки относительно ее оси.

7. Выводы

Многочисленные исследования показали, что положения аэродинамических следов лопаток, расположенных выше по течению по отношению к ниже расположенным профилям лопаток, зависят от рассматриваемой геометрии аэродинамических поверхностей, оборотов ротора и заданного режима течения.

Параметрами, которые зависят от окружной ориентации несмежных венцов лопаток, являются аэродинамическая эффективность турбомашины, ее акустические и аэромеханические свойства, а также тепловое состояние конструкции. Оптимизация турбомашины по какому-либо параметру может ухудшить другие ее качества. Поэтому, при учете этого явления, требуется комплексный, взвешенный подход.

Перечень ссылок

1. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. «Эйлерово-Лагранжев подход при численном моделировании нестационарных течений идеального газа», в научно-техническом журнале: Авиационно-космическая техника и технология, Харьков: ХАИ, 2007, №7(43), С.12-17.

2. Кравченко И.Ф., Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. «Определение траекторных характеристик нестационарного потока газа в турбине авиационного двигателя», в научно-техническом журнале: Авиационно-космическая техника и технология Харьков: ХАИ, 2008, №10(57), С.93-95.

3. Volmar, T., Brouillet, B., Benetschik, H., Gallus H.E.: Test Case 6: 1-1/2 Stage Axial Flow Turbine – Unsteady Computation, in: ERCOFTAC Turbomachinery Seminar and Workshop. (1998)

4. Муравченко Ф.М., Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Резник С.Б., Попуга А.И. «Оценка акустического взаимодействия венцов турбины вентилятора двигателя Д-18Т», в научно-техническом журнале: Вестник двигателестроения, Запорожье: Мотор Сич, №1/2006, С.8-13. 5. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. «Анализ пленочного охлаждения лопаток турбин в нестационарном потоке газа», в научно-техническом журнале: Вестник двигателестроения, Запорожье: Мотор Сич, №3/2005, С.90-96.

Поступила в редакцию 01.06.2011

В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, А.В. Лапотко. Полный анализ clocking-эффектов в 1.5 ступени газовой турбины с использованием метода отслеживания струй течений газа

Виконано повний аналіз явищ clocking-ефекту з використанням методу відстеження струменів плинів газу на прикладі 1.5 ступенів газової турбіни. В якості досліджуваних параметрів розглянуто ефективність, акустичні властивості турбіни, аеромеханічні умови експлуатації робочих лопаток, а також теплове навантаження лопаток другого соплового апарату. Представлені результати аналізу свідчать про те, що при використанні явищ clocking-ефекту особливу увагу варто приділяти аналізу аеромеханічних умов експлуатації робочих лопаток турбіни.

Ключові слова: турбомашина, clocking-ефект, нестаціонарна аеродинамічна взаємодія.

V.M. Lapotko, Y.P. Kukhtin, A.V. Lapotko. Full Analysis of Clocking-effectes in 1.5 Stage of Gas Turbine by Using a Metod of Gas Flow Jet Tracking

A complete analysis of clocking-effect phenomena was performed by using a method of gas flow jet tracking, with the gas turbine stages 1.5 taken as examples. The turbine effectiveness, acoustic features, aeromechanical conditions of blade operation, and also a temperature loading of the turbine second NGVs were chosen as the parameters to be studied. The analysis results show that, while using the clocking-effect phenomena a special attention should be given to the analysis of aeromechanical conditions of the turbine blade operation.

Key words: Turbomachine, clocking-effect, unsteady aerodynamic interaction.

УДК 519.63

А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, А.И. Косьянова

Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕЯВНОЙ СХЕМЫ РАСЩЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСЗВУКОВЫХ ТЕЧЕНИЙ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Выполнено обобщение неявной разностной схемы расщепления для численного интегрирования уравнений Эйлера на неструктурированных сетках при моделировании невязких течений сжимаемого газа. Высокий порядок точности по пространству и отсутствие существенных осцилляций решений на разрывах обеспечивается с помощью специального способа построения кусочно-полиномиальной реконструкции. Апробация разностной схемы выполнена при решении задачи численного моделирования трансзвукового течения идеального сжимаемого газа в решетке профилей Хобсона. Показано улучшение согласования численных результатов и точного решения при увеличении степени полинома реконструкции.

Ключевые слова: неструктурированная сетка, метод контрольного объема, неявная схема расщепления, первая решетка Хобсона, реконструкция высокого порядка точности.

Введение

Интенсивное развитие энергомашиностроения, авиационной и других отраслей техники неразрывно связано с решением задач аэрогидромеханики и тепломассообмена для широкого диапазона режимных параметров и конфигураций обтекаемых тел [1].

При моделировании различных физических процессов течения жидкости и газа используются методы вычислительной гидрогазодинамики. Постановка большого числа задач выполняется для областей сложной геометрической формы, дискретизацию которых удобно выполнять с помощью неструктурированных сеток с произвольной формой ячеек. Такие сетки допускают автоматизацию процесса построения и адаптации к решению, например, в областях больших градиентов и разрывных решений [2].

Опыт применения численных методов для структурированных и неструктурированных сеток показывает актуальность построения схем высокого порядка точности, использование которых может увеличить общую эффективность вычислительного процесса [3]. Ускорение сходимости к стационарному решению и повышение устойчивости может быть обеспечено с помощью неявных схем [2, 4]. В общем случае их применение требует решения системы линейных алгебраических уравнений с большой несимметрической матрицей на каждом временном слое. Наиболее эффективными при решении широкого круга сложных задач являются методы расщепления, успешно применяемые для структуриро-

© А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, А.И. Косьянова, 2011

ванных сеток [1, 5], однако, использование этих методов для неструктурированных сеток, из-за ряда возникающих сложностей, не получило развития.

В статье [6] авторами предложен способ построения кусочно-полиномиальной реконструкции переменных, на базе которого с применением метода контрольного объема разработана явная схема высокого порядка точности для численного интегрирования уравнений гиперболического типа на неструктурированных сетках. Для ускорения сходимости в работе [7] выполнено обобщение неявной схемы [5] для случая неструктурированных сеток с произвольной формой ячеек, основанное на оригинальном способе расщепления по пространственным координатам и собственным значениям.

В статье представлено обобщение разработанных подходов для численного интегрирования уравнений Эйлера на неструктурированных сетках при моделировании невязких течений сжимаемого газа. Апробацию разностной схемы выполнено при решении задачи численного моделирования трансзвукового течения идеального сжимаемого газа в решетке профилей Хобсона [8].

1. Численный метод интегрирования уравнений Эйлера

Рассматривается численное решение системы двухмерных уравнений Эйлера, описывающих невязкое течение сжимаемого газа, представленных в консервативной (дивергентной) форме:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E(Q)}{\partial x} + \frac{\partial F(Q)}{\partial y} = 0, (x, y) \in \Omega, t > 0, \quad (1)$$

где x, y, t — декартовы координаты на плоскости и время; Ω — расчетная область с кусочногладкой границей;

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ H \end{pmatrix}, E(Q) = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^{2} + p \\ \rho uv \\ u(p+H) \end{pmatrix}, F(Q) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v u \\ \rho v^{2} + p \\ v(p+H) \end{pmatrix} -$$

вектор-столбец консервативных переменных и потоковые функции; $H = \frac{p}{\gamma - 1} + 0.5 \cdot \rho \left(u^2 + v^2 \right) -$ полная энергия; γ — показатель адиабаты (в работе $\gamma = 1.4$); ρ , u, v, p — плотность, компонен-

ты вектора скорости и статическое давление газа.

Уравнение (1) решается с применением метода контрольного объема для неструктурированной сетки, состоящей из элементов (ячеек) Р произвольной формы. Значения переменных привязаны к центрам элементов сетки. После интегрирования по ячейке и применения теоремы о среднем и теоремы Грина уравнение (1) примет вид

$$\frac{d\overline{Q}}{dt} = RSH(\overline{Q}) = -\frac{1}{S_P} \sum_{i=1}^{N_P} \int_{L_{P,i}} \langle E \cdot n_x + F \cdot n_y \rangle dL , \quad (2)$$
$$\overline{Q} = \frac{1}{S_P} \iint_P Q(x, y, t) ds ,$$

где \overline{Q} — среднее значение вектора консервативных переменных; S_P — площадь ячейки; L_{P,i} — линейный элемент (ребро) границы ячейки; N_P — число ребер ячейки; $\vec{n} = (n_x, n_y)$ — вектор внешней нормали к границе ячейки. На временной оси задается сетка узлов вида $t_n = \tau \cdot n, \tau > 0, n \in N \cup 0$. Значение шага по времени определяется как

$$\tau = v \frac{d}{\max_{p} \left(\sqrt{u^2 + v^2} + \sqrt{\gamma \rho/p} \right)},$$
 (3)

где v – число Куранта, d – линейный размер сетки.

Аппроксимация уравнения (2) выполняется с помощью неявной трехслойной схемы вида

$$\begin{split} \delta \overline{Q}_{P}^{n} + \mu_{P} \sum_{i=1}^{N_{P}} \left(A \cdot n_{x} + B \cdot n_{y} \right)_{i}^{n} \left| L_{P,i} \right| \cdot \delta \overline{Q}_{i}^{n} = R_{P}^{n} , \quad (4) \\ R_{P}^{n} = \frac{\gamma}{\gamma + 1} \delta \overline{Q}_{P}^{n-1} + \frac{\tau}{\gamma + 1} RSH \left(\overline{Q}^{n} \right) , \\ \mu_{P} = \frac{\tau}{S_{P}} \frac{\beta}{\gamma + 1} , \end{split}$$

где β , γ — коэффициенты схемы (в работе используется трехслойная по времени схема с $\beta = 1$ и $\gamma = 0.5$); $|L_{P,i}|$ — длина ребра границы; $\delta \overline{Q}^n = \overline{Q}^{n+1} - \overline{Q}^n$ — приращение по времени; А, В — матрицы Якоби для потоков Е и F соответственно. Правая часть R_p^n уравнения (4) определяет явный оператор, а левая — неявный. После расщепления и факторизации по пространственным направлениям и собственным значениям неявный оператор преобразуется к виду

$$\prod_{\psi=[x,y]} \prod_{i=[+,-]} \left\langle I + \mu_P K_{\psi}^i + \mu_P \overline{K}_{\psi}^i \right\rangle \delta \overline{Q}^n = R_P^n , \quad (5)$$

где I — единичный оператор; K_{ψ}^{i} , \overline{K}_{ψ}^{i} — операторы главной и побочных диагоналей; i-индикатор направления прогонки. Процесс обращения (5) сводится к 4-м шагам прогонки, для выполнения которых ячейки сетки предварительно сортируются по каждому координатному направлению с помощью критерия:

$$P < P_{j} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} \psi_{P} < \psi_{P_{j}}, \\ (\psi_{P} = \psi_{P_{j}}) \land (n_{\psi,j} > 0), \psi = [x, y], \end{bmatrix}$$

где $n_{\psi,j}$ — проекция вектора нормали на ψ -е координатное направление. На каждом шаге по явным формулам выполняется обращение треугольной матрицы. Подробное описание разработанной неявной схемы расщепления представлено в [7].

После параметризации линейных элементов границы и приближенного интегрирования по трехточечной квадратурной формуле Гаусса, явный оператор (4) примет вид

$$R_{P}^{n} \approx \frac{\gamma}{\gamma+1} \delta \overline{Q}_{P}^{n-1} - \frac{\tau}{S_{P}(\gamma+1)} \sum_{i=1}^{N_{P}} \sum_{j=1}^{3} \frac{\omega_{j} |L_{P,i}|}{2} G_{ij}^{n} , \quad (6)$$

где $G_{ij}^{n} \equiv (E \cdot n_x + F \cdot n_y)_{ij}^{n}$ — значение потока в j -м узле квадратурной формулы на границе ячейки с координатами x_{ij}, y_{ij}; ω_j — весовые коэффициенты квадратурной формулы. При вычислении Gⁿ_{ij} используется расщепление P.L.Roe [9], обеспечивающее линейную устойчивость схемы (разности против потока). Для получения значений консервативных переменных в узлах интегрирования с необходимой точностью в каждой ячейке строится полиномиальная реконструкция степени k вида

$$\begin{split} R_{p}(x,y) &= \overline{Q}_{p} + \overline{x}_{p} \left(Q_{x} \right)_{p} + \overline{y}_{p} \left(Q_{y} \right)_{p} + \\ &+ 0.5 [\overline{x}_{p}^{2} - I_{xx}] \left(Q_{xx} \right)_{p} + ..., \ \overline{z}_{p} = z - z_{p}, z = [x,y], \\ I_{\underline{x},\underline{y}} &= \frac{1}{S_{p}} \oint_{L_{p}} \frac{\overline{x}_{p}^{n+1} \overline{y}_{p}^{m}}{n+1} dy, \end{split}$$

где x_P, y_P — координаты центра ячейки; $(Q_{\xi})_P$ — значения минимизированных коэффициентов. Подробное описание способа определения коэффициентов и минимизации их значений с целью уменьшения нефизических осцилляций численного решения на разрывах представлено в [6].

2. Численные результаты

При апробации и исследовании свойств различных методов, используемых для численного моделирования течений идеального сжимаемого газа в каскадах профилей, широкое применение получила первая (Hobson I) активная рабочая решетка Хобсона [8, 10, 11]. На рис.1 представлен вид межлопаточного канала, для которого: хорда c = 1, шаг решетки s = 1.0121c (длина участков A_1B_1 и A_4B_4) и

 $|A_1A_2| = |A_3A_4| = |B_1B_2| = |B_3B_4| = 0.75c$. Pacyer

выполнен при условиях $\alpha = 43.544^{\circ}$ M_{2,is} = 0.476.



Рис. 1. Вид расчетной области

Дискретизация расчетной области Ω выполнялась с помощью структурированной (рис. 2, а)

и неструктурированной (рис. 2, б) сеток, при построении которых каждая кривая границы покрывается набором равномерно распределенных по длине отрезков. В численном исследовании использовались два уровня сеток, для которых при увеличении номера уровня линейные размеры сетки уменьшаются в 2 раза, а число ячеек увеличивается в 4 раза. Для сеток первого уровня кривые A_1A_2 , A_3A_4 , B_1B_2 , B_3B_4 разбивались на 20, A_2A_3 , B_2B_3 — на 40 и A_1B_1 , A_4B_4 — на 26 интервалов, а число ячеек составило 2080 для структурированной и 4180 элементов для неструктурированной сеток соответственно.



Рис. 2. Дискретизация расчетной области: а – структурированная сетка (SG); б – неструктурированная сетка (UG)

Все расчеты выполнены с число Куранта y = 5. Точное решение получено Хобсоном [8] с помощью метода годографа скорости. Исследуемое течение очень чувствительно к малым изменениям входных параметров, что проявляется в появлении скачка на задней части сверхзвуковой области потока [10]. На рис. 3-6 представлены изолинии чисел Маха для расчетов с применением реконструкций 1-й и 3-й степени, а на рис. 7 распределения числа Маха вдоль А2А3 (верхняя линия) и B2B3 (нижняя линия) для реконструкций 1-4 степени. На рис. 7 результаты для сеток 2-го уровня отмечены закрашенными маркерами, а для сеток 1-го уровня - прозрачными. Для обоих типов сетки наблюдается улучшение согласования численных результатов с точным решением, а также повышение симметрии течения в канале, как при возрастании числа ячеек, так и при увеличении степени полинома реконструкции. В распределениях, полученных при k = 2 и k = 3, на втором уровне сетки отсутствует скачок на задней части сверхзвуковой области потока, что больше соответствует моделируемому течению.



Рис. 3. Изолинии чисел Маха. Структурированная сетка. Линейная реконструкция



Рис. 5. Изолинии чисел Маха. Неструктурированная сетка. Линейная реконструкция



Рис. 4. Изолинии чисел Маха. Структурированная сетка. Кубическая реконструкция



Рис. 6. Изолинии чисел Маха. Неструктурированная сетка. Кубическая реконструкция



Рис. 7. Распределение числа Маха по поверхности профиля (сплошная линия – точное решение [11])

Заключение

Выполнено обобщение неявной разностной схемы расщепления для численного интегрирования уравнений Эйлера на неструктурированных сетках при моделировании невязких течений сжимаемого газа. Апробация разностной схемы проведена при решении задачи численного моделирования трансзвукового течения идеального сжимаемого газа в решетке профилей Хобсона. Показано улучшение согласования численных результатов и точного решения, а также повышения симметрии течения в канале, как при увеличении степени полинома реконструкции, так и при увеличении числа ячеек сетки.

Перечень ссылок

1. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене. – Киев, Наукова думка, 2003. – 379 с.

2. VenkatakrishnanV. A perspective on unstructured grid flow solvers / V. // AIAA, Aerospace Sci. Meeting N_{\odot} 33 – 1996. – v. 34. – P. 533–547.

3. HuC. Weighted Essentially Non-oscillatory Schemes on Triangular meshes / C. Hu, C.-W. Shu // J. of Comp. Phys. – 1999. – v. 150. – P. 97–127.

4. Venkatakrishnan V. Implicit schemes and parallel computing in unstructured grid CFD. – ICASE Report – 1995. – $\mathbb{N}_{2}28.$ – P. 1 – 63.

5. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В.Ершов [Монография]. — Харьков: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. — 275 с.

6. Русанов А.В. Явная схема для численного интегрирования уравнений гиперболического типа на неструктурированных сетках / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Вестник ХНУ им. В.Н. Каразина. Серия МИА, Харьков. – 2010. – №926. – С. 123–138.

7. Русанов А.В. Неявная схема для численного интегрирования уравнений гиперболического типа на неструктурированных сетках / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Пробл. машиностроения. – 2010. – № 3. – С. 30 – 37.

8. Hobson D.E. Shock-free transonic flow in turbomachinery cascades // Cambridge University Engineering Department. $-1974. - N_{\odot} 65. - 46 \text{ p.}$

9. Roe P.L. Approximate Riemann schemes / P.L. Roe // J. of Comp. Physics. -1981. - v. 43. - P. 357-372.

10. Гастелоу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин — М.:Мир, 1987. — 392 с.

11. Yang S. Aerodynamic design of cascades by using an Adjoint Equation Method / S. Yang, H.-Y. Wu, F. Liu, H.-M. Tsai // AIAA Paper 2003-1068. – 2003. – 12 p.

Поступила в редакцию 24.06.2011

А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, А.І. Косьянова. Застосування неявної схеми розщеплення для чисельного моделювання трансзвукової течії ідеального газу

Виконано узагальнення неявної різницевої схеми розщеплення для чисельного інтегрування рівнянь Ейлера на неструктурованих сітках при моделюванні нев'язкої течії стисливого газу. Високий порядок точності за простором та відсутність суттєвих осциляцій розв'язків на розривах забезпечуються за допомогою спеціального способу побудови кусково-поліноміальної реконструкції. Апробацію різницевої схеми виконано при чисельному моделюванні трансзвукової течії ідеального стисливого газу в решітці профілів Хобсона. Показано покращення узгодження чисельних результатів та точного розв'язку при збільшенні степеня поліному реконструкції.

Ключові слова: неструктурована сітка, метод контрольного об'єму, неявна схема розщеплення, перша решітка Хобсона, реконструкція високого порядку точності.

A.V. Rusanov, D. Yu. Kosyanov, A.I. Kosyanova. Application of the implicit splitting scheme for transonic ideal gas flow simulation

The implicit difference splitting scheme is generalized for the numerical integration of the Euler equations on unstructured meshes for simulation of inviscid compressible gas. High-order accuracy in space and essentially non-oscillatory nature of the solution at discontinuities is achieved by using previously developed high-order polynomial reconstruction method. The approbation of difference scheme is demonstrated in the numerical simulation of transonic flow over First Hobson shock-free impulse cascade. Improving coordination of the numerical results and the exact solution with increasing degree of the polynomial reconstruction is shown.

Key words: unstructured grid, finite volume method, implicit splitting scheme, Hobson I cascade, high-order reconstruction.

УДК 629.735

С.В. Ершов

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

РАЗВИТИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА РАСЧЕТА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТЕЧЕНИЙ В ТУРБОМАШИНАХ

Рассмотрена концепция построения нового CFD решателя для системы уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу применительно к трехмерным течениям вязкого сжимаемого газа в турбомашинах. Обоснован выбор моделей турбулентного течения, моделей турбулентности и численных методов решения уравнений газовой динамики. Показана важность применения ограничений реализуемости и адекватных граничных условий для моделирования течений с высокими положительными градиентами давления. Кратко представлен вид пользовательского интерфейса нового комплекса программ. Приведены результаты тестовых расчетов течений вязкого газа.

Ключевые слова: течение вязкого сжимаемого газа, решетки турбомашин, уравнения Навье-Стокса, модель турбулентности, пакет прикладных программ.

Введение

В настоящее время для расчетов пространственных течений вязкого газа в турбомашинах используются различные CFD решатели уравнений газовой динамики, наиболее известными из которых являются ANSYS CFX, Fluent, Fine Turbo Numeca и др. В конце прошлого века в ИПМаш НАН Украины под руководством автора данной статьи был разработан один из первых в СНГ решателей осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса - программный комплекс FlowER [1], который широко использовался в ряде организаций Украины, России и Польши. С его помощью во многих случаях удается моделировать трехмерное течение в турбинах и компрессорах, и совершенствовать их конструкции. Однако возможности применения этого решателя существенно ограничены рядом его недостатков. Остановимся на некоторых из них.

С помощью решателя FlowER сложно, а иногда невозможно, проводить расчеты течений с большими положительными градиентами давления, например, в нагруженных компрессорных решетках, в переходных диффузорах авиационных турбин, в турбинных ступенях на режимах частичной нагрузки. Отрывы, характерные для таких течений, в расчетах оказываются значительно большими, чем в реальности.

Разностная аппроксимация, реализованная в решателе FlowER, хотя формально и имеет второй порядок, но только для равномерных сеток, и весьма чувствительна к изломам разностной сетки. При этом сходимость решений слишком медленная.

Ядро решателя FlowER написано более 15 лет назад. Диалоговый интерфейс создавался для опе-

рационной системы DOS и не работает в операционных средах Windows Vista и Windows 7, а также на 64-разрядных компьютерах. Ограничения оперативной памяти ПК на момент создания решателя FlowER привели к громоздкому, трудночитаемому и плохо поддающемуся модификации программному коду.

Таким образом, можно сделать вывод о необходимости разработки нового CFD решателя, лишенного перечисленных выше недостатков. Основные принципы, заложенные в основу такой разработки, представлены в настоящей статье.

1. Модели течения

В настоящее время для численного моделирования потока вязкого газа в проточных частях турбомашин применяются различные математические модели. Течение невязкого газа обычно описывается системой уравнений Эйлера. Для моделирования осредненного турбулентного течения, как правило, используется модель RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) - осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Нестационарное поведение крупномасштабной турбулентности моделируется с помощью модели LES (Large-Eddy Simulation). Для прямого численного моделирования турбулентности используется модель DNS, в основу которой положена система уравнений Навье-Стокса. Существуют гибридные RANS/LES модели течения, с помощью которых можно рассчитать наиболее крупные вихри с масштабом соизмеримым масштабу обтекаемых тел.

Согласно современным оценкам полноценные расчеты течений в решетках турбин и компрессоров при высоких числах Рейнольдса по моделям DNS и LES вряд ли будут возможны в ближайшие десятилетия, поэтому модель RANS еще долго будет оставаться основной моделью для прикладных исследований течений в турбомашинах [2].

Гибридные модели течения требуют на 2-3 порядка больше ресурсов компьютера, чем RANS модели, и, хотя это значительно меньше, чем затраты на расчеты по LES и DNS моделям, тем не менее, такой подход может привлекаться только для единичных исследовательских расчетов.

Так как разрабатываемый CFD решатель предназначается как для прикладных расчетов, так и для изучения свойств течений в решетках турбомашин, то в нем должны быть заложены следующие основных модели течения: RANS и RANS/LES.

2. Модели турбулентности

Для уравнений RANS разработано большое количество моделей турбулентности и, к сожалению, ни одна из них не обеспечивает хорошее количественное согласование результатов расчетов с экспериментальными данными для всех типов течения. Поэтому при выборе модели турбулентности необходимо стремиться к тому, чтобы она приемлемо описывала явления и процессы характерные для исследуемого течения.

Существует три основных класса моделей турбулентности для уравнений RANS: алгебраические и дифференциальные модели турбулентной вязкости, и модели переноса рейнольдсовых напряжений. Последние, несмотря на большой потенциал, редко используются при решении сложных внутренних задач, так как недостаточно хорошо описывают пристеночные течения. Алгебраические модели турбулентной вязкости, повидимому, достигли предела своих возможностей и позволяют получать удовлетворительные результаты только для простых течений. В то же время дифференциальные модели турбулентной вязкости продолжают развиваться, во многом за счет привлечения новых данных о турбулентности, полученных в DNS и LES моделировании, что делает их выбор предпочтительным.

Для течений в лопаточных аппаратах турбомашин хорошо себя зарекомендовали дифференциальные модели турбулентной вязкости Спаларта-Аллмараса [3] и *k*- SST [4], поэтому их целесообразно использовать в новом CFD решателе. Учет ламинарно-турбулентного перехода позволит повысить точность определения потерь в ступенях турбомашин и улучшить моделирование теплообмена на охлаждаемых лопатках. Чтобы модель турбулентности не генерировала физически нереализуемые турбулентные напряжения, необходимо использовать ограничения реализуемости [5]. Гибридные модели RANS/LES могут быть построены на основе обычных моделей турбулентности, таким образом, чтобы в зависимости от масштабов сетки и турбулентности в локальной области течения моделировать только неразрешаемые сеткой вихри и выполнять расчет разрешаемых вихрей напрямую. При таком подходе данные модели будут представлять собой модификацию исходных дифференциальных моделей турбулентности.

3. Граничные условия

Постановка граничных условий на проницаемых и твердых границах расчетной области для уравнений RANS к настоящему времени достаточно хорошо проработана, поэтому нет смысла на ней подробно останавливаться. Численная реализация граничных условий, включающая дополнительные соотношения, которые связывают параметры на границе с параметрами в расчетной области, строится на основе системы линейных уравнений, записанных для приращений параметров на границе [6].

Постановка граничных условий на проницаемых границах, основанная на соотношениях на характеристиках. может приводить к возникновению в рассчитываемом потоке ложных возвратных течений. Для течений с большими положительными градиентами давления этого может быть достаточно, чтобы моделирование потока оказалось невозможным. Для устранения такого недостатка в настоящей работе в тех точках границы, где диффузионные эффекты преобладают над конвективными, и может возникнуть обратное течение, предлагается не использовать характеристические соотношения, которые в этом случае не выполняются. Задание расходной компоненты скорости в качестве граничного условия на выходной границе вместо статического давления, расхода или инварианта Римана повышает устойчивость решений.

4. Численные методы и алгоритмы

Для расчета течений по RANS и гибридным RANS/LES моделям обычно достаточно методов второго или третьего порядка аппроксимации. Для пространственных задач эти методы эффективнее своих аналогов повышенной точности. Методы более высокого порядка могут быть полезными для расчета турбулентных вихрей с помощью моделей LES и DNS, однако, они не позволяют добиться сколько-нибудь серьезного уточнения решений уравнений RANS. Более того, конвективные члены модели турбулентности могут быть аппроксимированы даже с первым порядком [2,7].

В разрабатываемом решателе в качестве основных численных методов закладываются ENO-схема второго порядка аппроксимации [8] и

TVD-схема третьего порядка [9]. Для уточнения расчетов на изломах сетки необходимо использовать поправки, учитывающие различия направлений, вдоль которых выполняется реконструкция и экстраполяция.

В первоначальных версиях решателя FlowER аппроксимация диффузионных членов осуществлялась с помощью производных ENO-реконструкции, что порождало неустойчивость профиля скорости в пограничном слое. Для устранения этого недостатка в последующих версиях нормальные напряжения на гранях ячеек приближались двухточечными разностями, что в свою очередь приводило к потере аппроксимации на неравномерных сетках. В новом решателе предлагается использовать для диффузионных членов центрально-разностную аппроксимацию второго порядка.

Неявная схема Бима-Уорминга, реализованная в решателе FlowER, основана на устаревших идеях линеаризации и факторизации разностных аналогов исходных дифференциальных уравнений. При больших шагах по времени такой подход снижает точность решения или даже не обеспечивает его устойчивость. В настоящей работе предлагается использовать неявную итерационную схему, построенную с помощью метода Ньютона. Для повышения устойчивости итерационного процесса, выполняемого на каждом шаге по времени, может использоваться неявное сглаживание приращений (искусственная вязкость второго порядка).

За счет погрешностей вычислений в расчете положительно определенные величины (например, кинетическая энергия турбулентности и удельная скорость диссипации) могут стать отрицательными. Избежать этого можно, преобразовав приращения положительно определенных величин в приращения их логарифмов [10] или используя нелинейную коррекцию приращений, обеспечивающую сходные результаты [11].

5. Программная реализация

Одно из основных требований к новому CFD решателю (получившему рабочее название F) – это его преемственность программному комплексу FlowER. Препроцессор и постпроцессор CFD решателя F написаны на языке Fortran-90 для операционных сред семейства Windows. Графические возможности реализованы с использованием программного интерфейса к стандартным средствам ОС Windows. Тестирование разработанного кода выполнено под операционными системами Windows XP, Windows 7, Windows Server 2003, а также для эмулятора Wine операционной системы Linux Ubuntu.

В CFD решателе F реализованы следующие новые возможности: работа с распределенной базой данных; многократный одновременный запуск программы на одном компьютере; экспорт результатов расчетов в форматы внешних постпроцессоров (Paraview, Tecplot и др.); упрощенный доступ ко всем данным проекта; работа с сетками свыше 10 миллионов ячеек в межлопаточном канале и др.

Общий вид пользовательского интерфейса СFD решателя F показан на рис. 1-4.

6. Тестовые расчеты

Задача взаимодействия скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем является классическим примером течения с большими положительными градиентами давления. При падении косого скачка на обтекаемую газом поверхность с турбулентным пограничным слоем вблизи точки падения образуется отрывная зона. Точка отрыва расположена по отношению к точке падения выше по потоку, а точка присоединения - ниже. Отраженный скачок возникает вблизи точки отрыва. За отраженным скачком отрывная область генерирует волны разрежения, а еще ниже по потоку - волны сжатия. Такая картина течения хорошо качественно и удовлетворительно количественно прогнозируется методом расчета осредненных турбулентных течений вязкого сжимаемого газа с использованием модели турбулентности k- SST Ментера, ограничений реализуемости и уточненных граничных условий на выходе расчетной области. При расчете с помощью стандартного решателя FlowER, в котором не используются ограничения реализуемости, получается физически неправильная ламинарноподобная картина течения с двумя отраженными скачками уплотнения и осцилляциями давления в отрывной области. Следует также отметить, что получить решение по старому CFD решателю сложно или даже невозможно, если в процессе установления по времени в непосредственной окрестности выходной гранишы расчетной области в пограничном слое наблюдается рост давления в направлении течения.

Для проточных частей компрессоров авиационных двигателей и стационарных турбоустановок характерны течения с большими положительными градиентами давления. Поэтому расчет течения вязкого газа в многоступенчатых компрессорах часто вызывает трудности. С помощью решателя FlowER такие расчеты обычно выполняют, используя в качестве начального приближения установившееся решение в точке, лежащей на характеристике компрессора правее от текущей. К сожалению, даже в этом случае не всегда удается рассчитать характеристику компрессора, так как возникающие в процессе установления отрывы имеют тенденцию к неограниченному росту, что, в конце концов, может привести к аварийному останову программы. Так, для пятивенцового компрессора, приведенного на рис. 2, расчет с помощью последних версий CFD решателя FlowER оказался возможен только в ближайшей окрестности режима запирания.

Включение в модель ограничений реализуемости, строгая запись рейнольдсовых напряжений и модификация граничных условий на проницаемых границах позволили выполнять расчеты для любого режима компрессора при достаточно произвольном начальном приближении. Таким образом удалось моделировать течение в компрессоре как на расчетных, так и существенно срывных режимах. На рис. 4 приведены векторы скорости в меридиональном сечении последнего спрямляющего аппарата компрессора на нерасчетном режиме. Наблюдаемый отрыв занимает в окружном направлении до 60% канала, однако, его размеры и положение не меняются по достижению установления.



Рис. 1. Пользовательский интерфейс CFD препроцессора решателя F





Рис. 3. Изолинии чисел Маха в решетке компрессора (постпроцессор решателя F)

Оброди и релици Формирорание калала. Сетка, Вкруалирация сетки. Течелие. Вкруалирация течелия. Настория Спрарка
Обходинтовщи ворнородник канала (стих вроуапозиия сотон (слоник вороапозиия точким воспой сурдоха) Project: Test_N12 Mesh: 1

Рис. 4. Векторы скорости в меридиональном сечении пятого венца компрессора

Заключение

Предложена концепция нового CFD решателя, предназначенного для расчетов течений вязкого газа в проточных частях турбомашин. Отмечена важность использования уточненных моделей турбулентности и адекватных физике течения граничных условий. Приведены мгновенные снимки экрана оболочки нового решателя и результаты тестовых расчетов для течений с большими положительными градиентами давления.

Перечень ссылок

1. Єршов С.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах "FlowER" / С.В. Єршов, А.В. Русанов: Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.

2. Hirsch Ch. Reynolds-Averaged Navier-Stokes modelling for industrial applications and some challenging issues / Ch.Hirsch, B.Tartinville // Int. J. Computational Fluid Dynamics. -2009. - V.23, $N \ge 4. - P. 295-303.$

3. Spalart P. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P.R.Spalart, S. R.Allmaras/ / Recherche Aerospatiale. – 1994. – № 1. – P. 5-21.

4. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. - 1994. - V. 32, No 8. - P. 1598 - 1605.

5. Lumley J.L. Computational Modeling of Turbulent Flows // Adv. Appl. Mech. – 1978. – V. 18. – P. 123-176.

6. Ершов С.В. Численная реализация граничных условий на проницаемых границах для уравнений газовой динамики // Проблемы машиностроения. – Т. 14, 2011. – № 4. – С. 25-37.

7. Bardina J.E. Turbulence modeling validation, testing, and development / J.E.Bardina, P.G.Huang, T.J.Coacley // NASA TM-110446. - 1997. - 98 p.

8. Ершов С.В. Квазимонотонная схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – Т. 6, № 11. – С. 63–75.

9. Zijlema M. On the construction of a third-order accurate TVD scheme using Leonard's normalized variable diagram with application to turbulent flows in general domains // Delft University of Technology: Technical Report DUT-TWI-94-104. -1994. -25 p.

10. Lund E. Shape Optimization of Fluid–Structure Interaction Problems Using Two-Equation Turbulence Models / E.Lund, H.Muller, L.A. Jakobsen // AIAA Paper. – 2002. – № 2002–1478. – 11 p.

11. Тилляева Н.И. Обобщение модифицированной схемы С.К. Годунова на произвольные нерегулярные сетки // Уч. зап. Центр. аэрогидродинам. ин-та. – 1986. – Т. 17, № 2. – С. 18–26.

Поступила в редакцию 30.05.2011

С.В. Єршов. Розвиток програмного комплексу розрахунку просторових течій у турбомашинах

Розглянута концепція побудови нового CFD розв'язувача для системи рівнянь Навьє-Стокса осереднених за Рейнольдсом стосовно до тривимірних течій в'язкого стисливого газу в турбомашинах. Обґрунтовано вибір моделей турбулентної течії, моделей турбулентності та числових методів розв'язку рівнянь газової динаміки. Показана важливість застосування обмежень реалізованості та адекватних граничних умов для моделювання течій з додатними градієнтами тиску. Стисло представлено вигляд користувального інтерфейсу нового комплексу програм. Приведені результати тестових розрахунків течій в'язкого газу.

Ключові слова: течія в 'язкого стисливого газу, решітки турбомашин, рівняння Навьє-Стокса, модель турбулентності, пакет прикладних програм.

S.V. Yershov. Development of application package for 3d turbomachinery flow computations

The conception of the new CFD solver for the 3D turbomachinery viscous compressible flow simulation using the RANS equations is considered. Choice of turbulent flow model, turbulence models and numerical methods is grounded. Realisability constraints and special boundary conditions are shown to be important for adverse pressure gradient flows. User interface of new application package is shown briefly. The numerical results for some test cases are presented.

Key words: viscous compressible flow, turbomachinery cascades, Navier-Stokes equations, turbulence modeling, application package.

УДК 536.2

Бучаков С.В., Евдокименко Ю.И., Исаев К.Б., Кисель В.М., Ремесло В.В., Фролов Г.А.

Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

Представлена методика определения коэффициента теплопроводности газотермических покрытий в условиях одностороннего конвективного нагрева. Она основана на граничном условии четвертого рода между подложкой и покрытием, решениях коэффициентной и граничной обратных задач теплопроводности. Представлены результаты экспериментального определения температурных полей в стальной подложке и температуры поверхности медного покрытия для двух условий нагрева. Приведены результаты определения теплопроводности медного покрытия, нанесенного на стальную подложку. Получено существенное отличие, как в поведении теплопроводностей медного покрытия и чистой меди с ростом температуры, так и в значениях их теплопроводностей. Предложено объяснение отличия теплопроводности медного покрытия от этой характеристики чистой меди.

Ключевые слова: покрытие, конвективный нагрев, коэффициент теплопроводности, термопара, пирометр, температурное поле, обратная задача теплопроводности (O3T).

Введение

Нанесение защитных покрытий на поверхности деталей машин и механизмов, работающих в экстремальных условиях, во многих случаях является единственной возможностью обеспечения их надежного функционирования. Проектирование систем защитных покрытий для работы при повышенных температурах требует знания их теплофизических свойств и в первую очередь это коэффициент теплопроводности. Покрытия толщиной 0,1...1,0 мм, как правило, наносят газотермическими методами.

В настоящее время разработано большое количество методов определения теплопроводности покрытий. В первую очередь они разделяются по толщине покрытия, для которого нужно определить эту характеристику. Вторым основным отличительным признаком этих методов является режим нагрева - стационарный или нестационарный. Наиболее широкое применение получили нестационарные методы, которые позволяют определять несколько теплофизических характеристик покрытия - температуропроводность, удельную объемную теплоемкость и теплопроводность. В основной своей массе все эти методы требуют создания специальных установок, которые позволяют реализовать соответствующий режим нагрева.

К настоящему времени в целом завершено создание методов решения обратных задач теплопроводности. Применение этих методов к исследованию теплофизических характеристик (ТФХ) покрытий открывает большие перспективы в этих исследованиях. Нет необходимости в создании специальных установок для определения ТФХ покрытий, эти характеристики могут определяться в условиях, максимально приближенным к эксплуатационным и т.д. Использование в качестве источника тепла различных высокотемпературных газовых потоков позволяет существенно увеличить диапазон, как температур, так и скоростей нагрева при исследовании ТФХ покрытий.

1. Методика определения теплопроводности покрытий

В работе предложена методика определения коэффициента теплопроводности покрытий, основанная на решении обратных задач теплопроводности [1, 2]. Рассматривается двухслойная одномерная тепловая модель — покрытие-подложка (рис. 1). Покрытие и подложка представляют собой неограниченные пластины.



 \circledcirc Бучаков С.В., Евдокименко Ю.И., Исаев К.Б., Кисель В.М., Ремесло В.В., Фролов Г.А. , 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

- 31 -

Экспериментально определяются: изменение температуры со временем в 3-4-х сечениях подложки с помощью термопар, а температура нагреваемой поверхности покрытия определяется с помощью пирометра.

Решается коэффициентная обратная задача теплопроводности с использованием показаний термопар в подложке. В результате решения этой ОЗТ получают температурную зависимость коэффициента теплопроводности материала подложки и расчетное температурное поле в пластине, в которой известны изменения температур на ее обеих поверхностях — показания первой от поверхности контакта подложка-покрытие и последней термопар.

Далее решается граничная O3T, которая заключается в следующем. Для любого момента времени строится зависимость температуры от координаты в подложке. Аппроксимируя эти расчетные данные с помощью полинома 2:4-ой степени и делая экстраполяцию до поверхности контакта (1-2) получаем с помощью программы Origin4.10 значение температуры контакта в любой момент времени и производную dT₂/dxl_{x= δ}. Т.о., имеем температуру второй («холодной») поверхности покрытия.

Предполагаем, что температуры подложки и покрытия в месте контакта равны, а также на контакте выполняется равенство тепловых пото-ков (т.е. граничное условие IV рода):

$$\lambda_{\rm s}({\rm dT}_2/{\rm dx}|_{{\rm x}=\delta}) = \lambda_{\rm c}({\rm dT}_1/{\rm dx}|_{{\rm x}=\delta}). \tag{1}$$

Далее с помощью соотношения

$$\lambda_{\rm c} = \lambda_{\rm s} ({\rm dT}_2 / {\rm dx}|_{{\rm x}=\delta}) / (\Delta {\rm T}_1 / \delta) \tag{2}$$

определяется коэффициент теплопроводности покрытия.

Здесь: λ — коэффициент теплопроводности; Т — температура; х — координата; Δ T — перепад температур по толщине покрытия; δ — толщина покрытия. Индексы: s — подложка (substrate); с покрытие (coating). При этом также предполагается, что температура в покрытии является линейной функцией координаты. Температурой отнесения коэффициента теплопроводности покрытия является температура горячего торца подложки (T₁₋₂) в соответствующий момент времени.

2. Эксперимент

Ниже на примере стальной подложки (12X18H10T) и медного покрытия показаны возможности вышеописанной методики. Покрытие наносилось на стальную подложку по технологии высокоскоростного воздушно-топливного напыления [3]. Суть этого метода заключается в нагреве и разгоне частиц напыляемого порошка высо-

котемпературным потоком продуктов сгорания, истекающих через протяженный сопловой канал из камеры сгорания, где при повышенном давлении происходит сжигание топливовоздушной смеси. Сверхзвуковая двухфазная струя направляется на подложку, образуя на ней покрытие. Частицы порошка, формирующие покрытие при столкновении с основой имеют высокие скорости и находятся в полностью, частично расплавленном состоянии, в состоянии термического размягчения или в твердом, но высокопластичном состоянии. Высокая скорость соударения определяет высокие значения ударного давления на контактных площадках, что позволяет получать высококачественные покрытия, обладающие незначительной пористостью и высокой адгезионной и когезионной прочностью.

Напыление производилось на универсальном термоструйном стенде ИПМ НАНУ горелкой ГВО-2М, работающей на керосине при давлении в камере сгорания 1.2 МПа. Напыляли порошок меди М1. просеянный через сито 40 мкм. В соответствии с расчетом, сферические частицы размером 40 мкм к моменту соударения расплавлены наполовину и имеют скорость 450 м/с, размером 30 мкм и менее - пребывают в полностью расплавленном состоянии при скоростях выше 500 м/с. Это позволяет сделать вывод, что поверхности всех напыляемых частиц находятся в жидком состоянии, что определяет относительно высокую степень их окисленности. Покрытие имеет ярко выраженную ламельную структуру с редкими включениями деформированных ядер нерасплавленных крупных частиц. Его пористость не превышает 4%.

Конструкция образца для определения теплопроводности покрытий представляет собой ступенчатый цилиндр, высота цилиндра большего диаметра (15 мм) составляет ~ 1-2 мм. На его поверхность нанесено исследуемое покрытие. В цилиндр меньшего диаметра (12 мм) (высота 15 мм) заделаны 4 термопары (ВР 5/20 диаметр провода 0.1 мм) на различной глубине от поверхности контакта. Термопарные провода покрыты тонким слоем двуокиси иттрия (несколько мкм). После заделки термопар боковая поверхность цилиндра теплоизолируется с помощью кремнеземной нити и втулки из теплозащитного материала T3MKT-10, после чего образец помещается в водоохлаждаемую державку.

Испытания образцов проводились в сверхзвуковой струе продуктов сгорания керосина в воздухе на том же стенде, что и напыление покрытия. Расчетная температура торможения потока на поверхности образца, установленного на расстоянии 100 мм от среза сопла горелки, составляла около 1800 °С. Результаты экспериментального определения температурных полей в образце стали с медным покрытием, испытанного 2 раза в одинаковых условиях нагрева, приведены на рис. 2 и 3.

В результате испытаний определяется экспериментальное температурное поле в подложке — показания термопар в 3-4 сечениях цилиндрического образца. Регистрация показаний термопар осуществлялась с помощью системы автоматизации теплофизического эксперимента [2], в которой вместо поканального подключения термопар к АЦП через коммутатор установили два четырехканальных модуля WAD-AIK-USB аналогового ввода с поканальной гальванической развязкой входных каналов и интерфейсом RS-485 и преобразователь интерфейсов WAD-RS-232/USB/485-BUS.



 Рис. 2. Экспериментальное температурное поле в образце стали №4 с медным покрытием. Первый нагрев.
 w, 1-4 – показания пирометра и 4-х термопар соответственно; 1-2 – восстановленная температура контакта подложка-покрытие

Обработка экспериментальной информации осуществлялась с помощью программы «Администратор». Эта программа позволяет настроить каналы на соответствующий тип термопар, преобразовать аналоговый сигнал термопары в цифровой и т.д. Экспериментальная информация в этой программе представляется как в графическом, так и цифровом виде в реальном масштабе времени. Вышеотмеченные устройства и программное обеспечение разработаны компанией АКОН.



Рис. 3. Экспериментальное температурное поле в образце стали №4 с медным покрытием. Второй нагрев. Обозначения аналогичны рис. 2

Температура поверхности покрытия определялась с помощью пирометра INFRATHERM IGA 100 с компьютерной регистрацией и обработкой данных, имеющего точность измерения 0,3% при температурах до 1800 °С. Монохроматическую (при длине волны 1.625 мкм) степень черноты поверхности покрытия оценивали с помощью закона Вина по результатам измерения температуры исследуемого образца с помощью термопары и пирометра при нагреве образца в стационарных условиях (печь МП-2УМ). Степень черноты медного окисленного покрытия составила 0.75. Это значение хорошо согласуется с литературными данными [4, 5].

В таблице 1 приведены расстояния термопар от поверхности контакта покрытие-подложка для исследованного образца. Эти данные использовались при решении O3T.

	Таблица 1
Расстояния термопар от поверхности	контакта

ТΠ1, мм	ТП2, мм	ТПЗ, мм	ТП4, мм
1.7	3.4	5.2	8.7

Толщина медного покрытия после напыления и токарной обработки составила d = 2.0 мм.

3. Результаты определения теплопроводности покрытия

Полученная экспериментальная информация была обработана по вышеописанной методике, с использованием температурной зависимости удельной объемной теплоемкости стали. Результаты решения коэффициентной ОЗТ для стальной подложки приведены на рис. 4.



Рис. 4. Теплофизические характеристики стали 12X18H10T. Точки - значения теплопроводности, полученные решением коэффициентной ОЗТ. Круг – первый, а квадрат – второй нагрев образца № 4 с медным покрытием

Для решения коэффициентной обратной задачи теплопроводности по методике [1] использовали только стадию нагрева образца. По этой причине в работе не приведены режимы остывания образца. Максимальное отличие полученных данных составляет примерно 20%.

Расчетное температурное поле определялось отдельно для каждого нагрева в процессе решения коэффициентной ОЗТ.

Далее в соответствии с вышеописанной методикой для различных моментов времени эти данные аппроксимировались полиномом 2-4 степени. Экстраполяция выбранного полинома в сечение $x = \delta$ позволяет получить температуру контакта T_{1-2} . Результаты этого определения приведены на рис. 2 и 3. Степень полинома выбиралась из условия минимума ошибки определения T_{1-2} и первой производной по координате. С приближением температуры поверхности покрытия к стационарному значению степень полинома уменьщается.

Подставляя в соотношение (2) полученные данные получаем значения коэффициента теплопроводности медного покрытия (рис. 5). Как видно из этого рисунка значения теплопроводности покрытия лежат значительно ниже значений этой характеристики чистой меди. Это, по-видимому, связано с формированием межламельных границ окисленными поверхностными слоями жидких частиц меди, что приводит к образованию в покрытии слоистого композиционного материала медь-оксид меди. Наличие оксидных слоев существенно увеличивает термическое сопротивление покрытия. Косвенным подтверждением этого вывода является значительное увеличение электрического сопротивления такого покрытия по сравнению с чистой медью [7].



Рис. 5. Теплопроводность меди и медного покрытия. 1 – чистая медь [1]; 2, 3 – покрытие, второй и первый нагревы соответственно

Рост теплопроводности покрытия с увеличением температуры, возможно, вызван улучшением теплового контакта между элементами покрытия в процессе термического расширения. Отличие значений теплопроводности покрытия, полученных при первом и втором нагреве, может быть связано со спеканием частиц меди после первого нагрева. При 800 °С это отличие составляет ~ 70%.

Заключение

Разработана методика определения температурной зависимости коэффициента теплопроводности газотермических покрытий в условиях одностороннего конвективного нагрева. Работоспособность методики продемонстрирована на примере медного покрытия, которое нанесено на подложку из нержавеющей стали.

Для реализации предложенной методики нет необходимости в знании теплофизических характеристик материала подложки. Достаточно иметь значение удельной объемной теплоемкости материала подложки при комнатной температуре, а ее теплопроводность определяется решением коэффициентной ОЗТ в процессе реализации методики.

Значения теплопроводности покрытия существенно отличаются от значений этой характеристики чистой меди, что объясняется образованием окисной пленки на поверхности медных частичек, которая в свою очередь приводит к росту термического сопротивления всего покрытия.

Перечень ссылок

1. Круковский П.Г. Обратные задачи тепломассопереноса (общий инженерный подход). – Киев: ИТТФ НАНУ, 1998. – 224с.

2. Исаев К.Б. Теплофизические характеристики материалов в широких диапазонах температур и скоростей нагрева. –Киев: Куприянова, 2008. –240 с.

3. Кисель В.М. Высокоскоростное воздушнотопливное напыление – современный метод нанесения жаро- и износостойких металлических и композиционных покрытий / Кисель В.М., Евдокименко Ю.И., Кадыров В.Х., Фролов Г.А. // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2007. – №8 (44). – С. 31–35.

4. Михеев М.А, Михеева Н.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия. 1973. – 320 с.

5. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник // под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. — М.: Энергоиздат, 1982. — 512 с. 6. Теплопроводность твердых тел / Охотин А.С., [и др.]. Справочник // под ред. А.С. Охотин. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 320 с.

7. Газотермические покрытия из порошковых материалов. Справочник. / Ю.С. Борисов [и др.];

/ под ред. В.И. Трефилова. К.: Наук. думка, 1987. - 544 с.

Поступила в редакцию 1.06.2011

С.В. Бучаков, Ю.И. Евдокименко, К.Б. Исаєв, В.М. Кисіль. В.В. Ремесло, Г.А. Фролов. Методика визначення теплопровідності газотермічних покриттів

Представлено методику визначення коефіцієнта теплопровідності газотермічних покриттів в умовах однобічного конвективного нагрівання. Вона заснована на граничній умові четвертого роду між підкладкою і покриттям, рішеннях коефіцієнтної та граничної обернених задач теплопровідності. Представлено результати експериментального визначення температурних полів у сталевій підкладці і температури поверхні мідного покриття для двох умов нагрівання. Приведено результати визначення теплопровідності мідного покриття, нанесеного на сталеву підкладку. Отримано істотну відмінність, як у поводженні теплопровідностей мідного покриття і чистої міді з ростом температури, так і в значеннях їх теплопровідностей. Запропоновано пояснення відмінності теплопровідності мідного покриття від цієї характеристики чистої міді.

Ключові слова: покриття, конвективне нагрівання, коефіцієнт теплопровідності, термопара, пірометр, температурне поле, обернена задача теплопровідності (O3T).

V.V. Buchakov, U.I. Evdokimenko, K.B. Isayev, V.M. Kusil, V.V. Remeslo, G.A. Frolov. The method for determination of thermal conductivity for gas-thermal coatings

The method for determination of thermal conductivity of coatings in conditions of one-sided convective heating is submitted. It is based on a boundary condition of the fourth sort between a substrate and coating, on solvings of coefficient and boundary inverse heat conduction problems. The results of experimental determination of temperature fields in a steel substrate and surface temperature of a copper coating for two conditions of heating are submitted. The results of determination of thermal conductivity for a copper coating put on a steel substrate are given. The significant difference in behaviour of thermal conductivity of a copper coating and clear copper with growth of temperature and in meanings of them thermal conductivities is received. The explanation of difference thermal conductivity of a copper covering from this characteristic clear copper is offered.

Key words: coating, convective heating, thermal conductivity, thermocouple, pyrometer, temperature field, inverse heat conduction problem (IHCP).

УДК 621.438

С.И.Сербин, А.Н.Маринец

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАПУСКА ГТД ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ

Представлены результаты экспериментальных исследований плазмохимических систем в модельных камерах сгорания ГТД на низкосортном топливе. Приведены данные о коэффициенте полноты сгорания, компонентном составе, структуре и динамике развития плазмохимического факела. Проанализированы возможные места расположения плазмохимического устройства в газотурбинной камере сгорания. Наиболее предпочтительным является расположение плазмохимического устройства в начальных сечениях камеры сгорания. Полученная область запуска газотурбинной камеры по коэффициенту избытка воздуха в несколько раз шире области срыва пламени основного топлива.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, запуск ГТД, камера сгорания, пусковая характеристика, топливо дизельное, топливо моторное, плазмотрон, плазмохимическое устройство, форсунка.

Введение

Приоритет в разработке плазменных технологий сжигания топлив в судовой энергетике принадлежит Национальному университету кораблестроения. Работы по этому направлению проводились в 1980-х годах. В итоге были созданы плазменные системы инициирования воспламенения и стабилизации горения топлив для судовых газотурбинных двигателей и котлов [1]. Дальнейшее развитие этой тематики позволило в 1990-е годы создать плазмохимические системы интенсификации горения для судовой и смежных отраслей энергетики [2]. В настоящее время серийно выпускаются плазменные и плазмохимические системы типа СПВ, СПВИ, СПХИ, СПХГ различных модификаций, которые успешно применяются в газотурбинных двигателях и котлоагрегатах, работающих на газообразном и дизельном топливе [2].

С каждым годом возрастает интерес к альтернативным источникам энергии, что стимулирует развертывание конверсионных работ по проблемам сжигания низкосортных топлив в ГТУ [3].

Растет спрос и активно разрабатываются газотурбинные установки, способные работать на природном газе (основное топливо) и жидком топливе (резервное топливо). Прорабатываются решения подачи этих топлив в камеру сгорания с помощью единой топливной системы [4].

Широко проводятся работы по экологизации ГТД [5]. Основные усилия направлены на создание многозонных и многогорелочных камер сгорания. Парциальность ввода топлива через многочисленные форсунки, расположенные в разных зонах камер сгорания требует эффективного решения вопросов обеспечения надежного воспламенения и стабилизации горения топлива на всех эксплуатационных режимах.

Анализ приведенных выше и других публикаций по топливным проблемам газотурбинной техники показывают несомненную актуальность вопросов обеспечения возможности работы плазмохимических систем на более широком ассортименте топлив и в более широком диапазоне параметров.

Цель работы: исследование возможности использования плазмохимических средств для розжига газотурбинных камер сгорания на моторном топливе и повышения эффективности запуска ГТД.

Материальная часть и техника эксперимента

В экспериментах использовались образцы систем плазменного воспламенения и плазмохимической интенсификации горения, основными элементами которых являются плазменные или плазмохимические устройства и источники их электропитания. Технические характеристики систем обеспечивали проведение испытаний плазмохимических средств в диапазоне рабочих токов электрической дуги 3-10 А и рабочих напряжений 100-300 В (при напряжениях холостого хода 500-600 В и потребляемой мощности 1,5-3,5 кВА).

В опытах использовались как штатные средства плазмохимических систем, так и специально разработанные. Испытания серийных пусковых блоков со штатными форсунками пускового топлива и плазмохимических устройств прово-
дились в составе как модельных, так и натурных камер сгорания ГТД.

Для теплотехнических, газоаналитических и голографических измерений параметров плазмохимического факела и процессов горения топлива использовалось соответствующее лабораторное оборудование и методическое обеспечение отдела подготовки и сжигания топлив НУК.

Экспериментальные исследования проведены в следующем диапазоне параметров: расходы основного воздуха в модельных камерах сгорания 60-300 г/с, основного топлива 1-7 г/с, плазмообразующего воздуха 0,05-1,0 г/с и топлива (пускового) через ПХР (пусковой блок) 0,07-1,2 г/с, температур основного воздуха 310-330 К и топлива 310-330 К.

На пусковых режимах реальный перепад давлений циклового воздуха на стенках использованных в экспериментах жаровых труб в камерах сгорания ГТД находится примерно в диапазоне 0.25-0.50 кПа. Многочисленные эксперименты показали. что при таких значениях. характеризуемых низкими скоростями втекания циклового воздуха, запуск камер сгорания плазмохимическими средствами обеспечивается весьма надежный. Однако при таких скоростях качество смешения моторного топлива с воздухом недостаточное, поэтому и качество горения низкое. Кроме того, вследствие низких значений скоростей движения воздуха и, следовательно, низких скоростей обдува поверхностей значительная часть топлива не попадает в зону горения и на стенках пусковых блоков и жаровых труб интенсивно образуются нагары.

В ГТД переход с легкого топлива на тяжелое обычно осуществляется при нагрузках около 30% номинальной мощности. Поскольку скорости движения воздуха в камере сгорания на этих режимах значительно выше, чем на пусковых режимах, то эксперименты с целью моделирования высоких скоростей проводились при перепадах давления воздуха на стенках модельных камер до 3,0 кПа.

Результаты исследований

Большая часть представленных результатов получена при испытаниях ПХР, предназначенных для работы на дизельном топливе. Конструкция базового для выпускаемых плазмохимических систем варианта ПХР описана в [2]. Устройство включает в себя плазмотрон постоянного тока (с диаметрами дугового канала d_2 до уступа и d_3 после уступа) и последовательно ему расположенную реакторную камеру, в объеме выходного сопла которой (диаметром d_4) осуществляется реагирование топлива с плазмой.

В целях отработки плазмохимических устройств для многотопливных ГТД разработаны экспериментальные образцы ПХР с реакторной камерой, предназначенной для работы на двух типах топлив (жидком и газообразном). Камера выполнена двухсекционной: первая по потоку секция – для плазмохимического реагирования жидкого топлива, вторая (диаметром d_5) по потоку – для газообразного топлива. Некоторые экспериментальные образцы допускали работу ПХР на газообразном топливе с его подачей не только в первую или вторую секции, но и в обе одновременно. В испытанных образцах диаметры соотносились как $d_2 < d_3 < d_4 < d_5$. Принципиальная схема проточной части экспериментального плазмохимического реактора представлена на рис.1.



Рис. 1. Принципиальная схема ПХР

На выходе из сопла работающего ПХР формируется высокотемпературный и высокоскоростной поток химически активных продуктов плазмохимического реагирования, интенсифицирующий рабочие процессы в камерах сгорания ГТД.

Отметим, что интенсифицирующее влияние обедненного плазмохимического факела носит в основном термическую природу и явно проявляется только в хорошо подготовленных горючих смесях. Интенсифицирующее влияние богатого топливом факела имеет не только термическую, но и химическую природу, благодаря чему его проявление в меньшей степени зависит

от качества подготовки горючей смеси. В таблице 1 приведено содержание стабильных горючих компонентов продуктов реагирования дизельного топлива (ДЛ), моторного (ДТ) и смеси пропан-бутановой технической (СПБТ по ГОСТ 20448-90) с воздушной плазмой на характерном для ПХР режиме работы ($\alpha_{\text{пхр}} = 0,4$ и I_{дуги} =8А). Осредненная проба для анализа отбиралась на расстоянии 50 мм от среза сопла ПХР базовой конструкции. Видно. что дизельное и моторное топлива образуют близкие по составу плазмохимические продукты, не очень значительно отличающиеся от таковых для газообразного топлива.

Таблица 1 Компонентный состав плазмохимических продуктов

Тип		Состав продуктов ПХР, %					
топ- лива	H_{2}	СО	CH_4	C_2H_4	C_2H_6	C_3H_8	
ДЛ	6,8	8,9	1,8	2,4	0,6	0,7	
ДТ	10,3	9,7	1,7	0,3	1,3	0,8	
СПБТ	11,4	10,2	0,4	0,5	0,7	3,3	

Эксперименты показали, что посекционный ввод топлива небольшими дозами по длине канала ПХР значительно повышает интенсивность и глубину переработки топлива. Одновременная подача жидкого и газообразного топлива в ПХР приводит к жесткому истечению его продуктов. Образующийся факел очень устойчив к внешнему газодинамическому воздействию, особенно при $\alpha_{\pi x p} \ge 1$.

При феноменологическом описании образующийся факел плазмохимических продуктов может быть ассоциирован с понятием «плазменный стержень» и идентифицирован. прежде всего, как «раскаленное тело». Глубоко проникая вглубь зоны горения, независимо от газодинамической обстановки, он интенсивно эжектирует спутные среды. С одной стороны, такие свойства гарантированно обеспечивают воспламенение подаваемого основного топлива, а, с другой стороны, могут вызывать (особенно при $\alpha_{nxn} > 1$) серьезную перестройку поля течений. Для предотвращения возможных нарушений формы зоны обратных токов кинетическая энергия плазмохимического потока не должна превышать оптимального значения, что легко достигается соответствующим подбором диаметра выходного сопла ПХР и его режимных параметров.

Возможные варианты размещения плазмохимических средств в камерах сгорания ГТД показаны на рис. 2, а: позиция I на схеме соответствует размещению плазмохимической горелки в воздушном завихрителе или размещению ПХР на оси безфорсуночного фронтового устройства;

позиция II - размещению ПХР в корпусе фронтового устройства, позиция III - на коническом участке жаровой трубы, позиция IV - перед первым поясом отверстий на месте штатного пускового блока, позиция V – за первым поясом отверстий жаровой трубы.



Рис. 2. Влияние места расположения ПХР на характерис-

тики камеры сгорания: 1,3,5,7,9 – топливо ДЛ; 2,4,6,8,10 – топливо ДТ; 1,2 – $\alpha_{\text{пхр}} = 0,50;$ 3,4 – $\alpha_{\text{пхр}} = 0,25;$ 5,6 – $\alpha_{\text{пхр}} = 0,09$

На рис. 2, б представлены экспериментальные данные о коэффициенте полноты сгорания плазмохимических продуктов η в модельной камере сгорания. Из диаграммы видно, что η слабо зависит от типа топлива. Большее влияние оказывает состав смеси. При коэффициентах избытка воздуха в плазмохимических продуктах $\alpha_{\rm пхр} \ge 0,25$ полностью реагирует не менее 50% подаваемого в ПХР топлива. Наибольшая полнота сгорания наблюдается при расположении ПХР в начальных сечениях жаровой трубы (позиции I, II), наименьшая — в конце зоны обратных токов (позиции IV, V).

На рис. 2, в представлены области запуска модельной камеры по коэффициентам избытка воздуха а_{пхр}. Пусковые характеристики определены во всем возможном диапазоне изменения параметров камеры и ПХР и в обобщенном виде показаны в виде диаграмм. Видно, что область гарантированного запуска (наблюдающегося при наиболее неблагоприятном сочетании параметров камеры и ПХР) на моторном топливе ДТ практически мало отличается от области запуска на дизельном топливе ДЛ (см. соответственно ступенчатые линии 10 и 9). При благоприятном сочетании параметров верхняя граница запуска расширяется, причем наиболее существенно в случаях расположения ПХР в начальных сечениях камеры сгорания. По мере удаления ПХР от начальных сечений эффективность запуска уменьшается. В позиции V запуск камеры наблюдается только при параметрах, по значению близких к традиционному факельно-искровому способу запуска.

Из представленных данных следует, что ПХР базовой конструкции вполне работоспособен на моторном топливе. Наиболее предпочтительным является его расположение в начальных сечениях жаровой трубы. Граница естественного бедного срыва факела основного топлива по коэффициентам избытка воздуха в камере сгорания находится $\alpha_{CP} \approx 10$ -20. При расположении ПХР в позиции II область запуска превышает эту границу в разы, а при расположении в позиции I — в десятки раз, достигая значений $\alpha_{3A\Pi} \approx 150$ -200.

ПХР с двухсекционной реакторной камерой по условиям компоновки испытан только в двух позициях I и IV. На монотопливных режимах он обеспечивал характеристики, идентичные обычному ПХР. На режимах с посекционным вводом дизельного и моторного топлив этот ПХР в позиции IV обеспечивал $\alpha_{3A\Pi} \approx 10-40$, что сопоставимо с пусковыми характеристиками, свойственными расположению ПХР базовой конструкции в позиции III.

Эффективность запуска камер сгорания во многом определяется динамическими характеристиками плазмохимических средств. Для их ис-

следования проведены голографические исследования факела продуктов ПХР. Методами голографической интерферометрии и скоростной киносъемки установлено, что динамика процесса развития первичного плазменного факела определяется в основном расходом плазмообразующего воздуха. В ПХР базовой конструкции продолжительность установления плазменного течения не превышает 40 мс. Перестройка течения в ПХР при подаче топлива осуществляется не более 400 мс. Такие динамические характеристики указывают на широкие возможности разнообразного применения плазмохимических средств для инициирования воспламенения и стабилизации горения: запуск ГТД, переход с одного вида топлива на другой, обеспечение режимов маневрирования и парциальной работы многогорелочных низкоэмиссионных камер сгорания.

Заключение

Комплекс проведенных экспериментальных исследований плазмохимических систем на моторном топливе позволяет сделать следующие выводы.

1. Параметры и конструктивное устройство серийно выпускаемых плазмохимических систем допускают возможность работы на моторном топливе типа ДТ.

2. При использовании плазмохимических устройств пусковая характеристика камеры сгорания ГТД на моторном топливе может быть обеспечена при значениях коэффициентов избытка воздуха в несколько раз превышающих значения границы естественного бедного срыва процесса горения основного топлива.

3. Плазмохимические средства являются весьма перспективными для повышения эффективности запуска ГТД с многогорелочными низкоэмиссионными и многотопливными камерами сгорания.

Перечень ссылок

1. Романовский Г.Ф. Плазменное воспламенение и сжигание топлив в судовых установках / Г.Ф. Романовский.-Л.: Судостроение, 1986.- 86 с.

2. Романовский Г.Ф. Плазмохимические системы судовой энергетики /Г.Ф. Романовский, С.И. Сербин. – Николаев: УГМТУ, 1998. – 246 с.

3. Конверсионные работы по проблеме сжигания высоковязких и суспензионных топлив в ГТУ / А. В. Байков, В. К. Верхоломов, Г. К. Ведешкин, Е. Д. Свердлов // Конверсия в машиностр. – 2005. – № 4-5. – С. 150-153.

4. Patent 6928821 United States, MΠK7 F 02 C 7/22. Dual fuel power generation system / Gerhold Bruce W., Conocophilips Co. – Appl. N 10/814008; 31.03.2004; Publ. 16.08.2005. 5. Ковецкий В.М., Ковецкая М.М. Газотурбинные двигатели в энергетике: достижения, особенности, перспективы // Проблеми загальної енергетики. — 2008 . — № 17. — С. 24–30.

Поступила в редакцию 30.06.2011

С.І. Сербін, О.М. Маринець. Підвищення ефективності запуску ГТД плазмохімічними засобами

Представлені результати експериментальних досліджень плазмохімічних систем в модельних камерах згоряння ГТД на низькосортному паливі. Приведені дані про коефіцієнт повноти згоряння, компонентний склад, структуру і динаміку розвитку плазмохімічного факела. Проаналізовані можливі місця розташування плазмохімічного пристрою в газотурбінній камері згоряння. Найбільш переважним є розташування плазмохімічного пристрою в начальних перетинах камери згорання. Отримана область запуску газотурбінної камери по коефіцієнту надлишку повітря у декілька разів ширше за область зриву полум'я основного палива.

Ключові слова: газотурбінний двигун, запуск ГТД, камера згоряння, пускова характеристика, паливо дизельне, паливо моторне, плазмотрон, плазмохімічний пристрій, форсунка.

S.I. Serbin, A.N. Marinets. Improving of the gas turbine engine start efficiency by plasma-chemical tools

Results of experimental researches of plasma-chemical systems for modeling combustion chambers working on low-grade fuel are presented. Data on the combustion completeness coefficient, component composition, structure and dynamics of plasma-chemical torch is presented. Analysis of the possible locations of plasma-chemical devices in gas turbine combustion chamber is conducted. Most preferred is the location of plasma-chemical devices in the combustion chamber initial sections. The obtained starting region of gas turbine chamber is several times larger than region of the main fuel blowout.

Key words: gas-turbine engine, start of the gas-turbine engine, combustion chamber, starting description, diesel fuel, motor fuel, plasmatron, plasma-chemical device, sprayer.

УДК 621.43.056+519.6

Д.А. Долматов

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

РЕГУЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО ГОРЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДОВ ДУГОВЫМИ РАЗРЯДАМИ МАЛОЙ ДЛИНЫ

В статье рассматривается влияние электродугового разряда на поля параметров, эмиссию и интегральные характеристики авиационных камер сгорания. Исследована зависимость эмиссии NO_x и степени полноты сгорания топлива от мощности разряда и температуры горения. Получены поля параметров для высокотемпературной и низкотемпературной современных метановых камер сгорания. С помощью трехмерной математической модели высокого уровня проведен расчет вязкого течения в жаровых трубах, оценена величина потерь полного давления. На основании развернутых генеральных балансов получены поля распределения важнейших параметров в зоне горения.

Ключевые слова: математическая модель, генеральный баланс, эмиссия, поле параметров, полнота сгорания, электрический разряд.

Введение

Математическое моделирование реагирующих смесей при помощи методов вычислительной газовой динамики, основанных на модели течения вязкой сжимаемой сплошной среды, в настоящее время предполагает высокую степень детализации процесса как с точки зрения химической кинетики, так и в части максимального приближения расчетной области к геометрической форме действительного объекта. По мере усовершенствования применяемых методов и роста вычислительной мощности базы ЭВМ натурные эксперименты все более вытесняются численными, причем, согласно некоторым экспертным оценкам, в ближайшие 10 лет доля вычислительных экспериментов при проектировании новых устройств составит свыше 95% [1].

При моделировании процессов в камерах сгорания ГТУ, в особенности - электрохимических, нестационарных и детонационных, существенно возрастают требования к качеству используемых математических моделей и точности решения. Ужесточение требований связано в первую очередь с двумя факторами – затруднительностью экспериментальной проверки расчетных данных (за исключением внешних характеристик камеры сгорания) и высокой стоимостью оборудования для испытаний камер сгорания. Контроль мгновенного химического состава зоны горения, имеющего решающее значение для газодинамики процесса, осуществим далеко не для всех компонент – в частности, до сих пор не существует надежной методики отслеживания колебаний концентрации метильных радикалов и др. [2, 3]. Высокие температуры зоны первичного горения (локально до 2200 К) и лучистый энергообмен также затрудняют инструментальный контроль. В свете всего вышесказанного становится очевидной необходимость высококачественного моделирования процессов в электрохимической камере сгорания, относящейся к наиболее перспективным современным разработкам [4].



Рис. 1. Электрохимическая камера сгорания с изобарным рабочим процессом

Согласно имеющимся результатам численного моделирования и косвенным экспериментам, в электрохимических камерах сгорания с изобарным рабочим процессом наиболее перспективно расположение разряда в зоне активного горения на некотором удалении от ядра факела пламени. При помещении разряда в зону наивысших температур высока вероятность разви-

- 41 -

тия локального детонационного горения, с перспективой распространения детонаций на основной объем и, таким образом, переходом процесса в сложный политропический. В свою очередь, разряд в зонах дожигания и смешения приводит к резкому увеличению эмиссии NO_x в силу низкой концентрации топлива и слабо влияет на интегральные характеристики камеры сгорания. Условно оптимальной на текущем этапе исследований, очевидно, следует признать позицию электродов с относительной координатой

 $\overline{x}_{arc} = 0,15...0,35$, где

$$\overline{\mathbf{x}}_{\text{arc}} = \frac{\mathbf{x}_{\text{arc}}}{\mathbf{L}_{\text{KC}}}, \qquad (1)$$

x_{arc} – продольная координата разряда;

L_{KC} – длина жаровой трубы камеры сгорания.

На рис. 1 представлена принципиальная схема кольцевой электрохимической камеры сгорания с одним каскадом дуговых разрядников. До настоящего времени не проводилось детального исследования влияния конечной температуры камеры сгорания – прототипа на поведение факела пламени в разрядной зоне. Таким образом, целесообразно выполнить сравнительный анализ результатов численного моделирования двух существующих камер сгорания с различной номинальной температурой перед турбиной. В качестве объектов исследования выбраны две кольцевые камеры сгорания с универсальным рабочим телом, т.е. предназначенные как для работы на авиационном керосине, так и на природном газе, и существенно различающимися конечными температурами. Интегральные характеристики камер сгорания - прототипов приведены в таблице 1.

Таблица 1 Характеристики камер сгорания — прототипов

Параметр	PW4084 (KC-1)	JT9D-3A (KC-2)
$\operatorname{T}^*_{\Gamma}$, K	1720	1420
р _к *, атм	34,2	22
G_{BKC} , кг/с	162,2	110,9
η_{Γ}	0,991	0,988
NO _x , ppm	46	17
σ_{KCw}	0,935	0,949

Основной целью исследования является получение газодинамических и концентрационных полей параметров для электрохимических камер сгорания на базе прототипов. Координата разрядников $\bar{x}_{arc} = 0,3$; длина ствола разряда 35 мм; средняя мощность разряда 30 кВт; ЭДС разряда – не более 1000 В; толщина ствола разряда – до 2 мм. Топливо – метан СН₄.

Математическая модель горения

В качестве базовой математической модели газодинамических процессов в проточной части камер сгорания и термических реакций выбрана система уравнений стационарного течения вязкой сжимаемой реагирующей гомогенной турбулентной среды на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса и термодинамическим выходом элементарных реакций по Гиббсу [2, 3, 5]. В качестве замыкающей модели выбрана SST-модель турбулентности. Ниже приведен общий вид используемых при расчетах уравнений движения среды:

$$\frac{\partial}{\partial x^{j}} \left(D_{i}^{M} \frac{\bar{\rho}\omega_{i}}{v_{i}} \frac{\partial v_{i}}{\partial x^{j}} - \frac{D_{i}^{T}}{T} \frac{\partial T}{\partial x^{j}} \right) - \bar{\rho} C^{j} \frac{\partial \omega_{i}}{\partial x^{j}} + \sum_{l} \frac{k_{l}}{\bar{\rho}M_{i}} \prod [a_{sl}] = 0, \qquad (2)$$

$$\overline{\rho}C^{j}\frac{\partial C^{i}}{\partial x^{j}} = \frac{\partial}{\partial x^{j}} \left(\tau^{ij} - pg^{ij} - \overline{\rho} \overline{C^{''j}C^{''i}}\right), \qquad (3)$$

$$\begin{pmatrix} C^{j}\overline{c}_{p} + \sum_{n} D_{n}^{M} \frac{\partial \omega_{n}}{\partial x^{j}} c_{pn} \end{pmatrix} \overline{\rho} \frac{\partial T}{\partial x^{j}} - \lambda \frac{\partial^{2}T}{\partial x^{j2}} + \\ + \frac{\partial}{\partial x^{j}} \left(\sum_{l} \frac{k_{l}}{\overline{\rho}M_{i}} \prod [a_{sl}]Q_{l} \right) - \frac{\partial \left(\tau_{p}^{j}C^{p} \right)}{\partial x^{j}} = 0 , \qquad (4)$$

$$Q_{l} = -\Delta \bar{H}_{T,l}^{0} = \sum \Delta \bar{H}_{T,a_{s}}^{0} - \sum \Delta \bar{H}_{T,a_{p}}^{0} , \qquad (5)$$

$$\mathbf{p}_{asl} = \left[\mathbf{a}_{sl}\right] \mathbf{R}_{\mathbf{y}} \mathbf{T} , \qquad (6)$$

где D_i^M , D_i^T – коэффициенты массовой и термодиффузии i-го компонента;

*ω*_i, *ν*_i – массовая и мольная доли;

M_i – молярная масса;

[a_{sl}] — равновесные концентрации реагентов І-ой реакции, при которой образуется/расходуется і-ый компонент;

Сі – компоненты скорости;

_т^{ij} – тензор касательных напряжений;

g^{ij} – метрический тензор;

Q₁ – тепловой эффект 1-ой реакции;

 p_{asl} – парциальное давление реагента a_{sl} ;

с_{рп} — удельная теплоемкость n-го компонента.

Для удобства записи опущены символы осреднения по Фавру и пульсационные компоненты скорости. Энтальпии образования веществ при

текущей температуре $\Delta \overline{H}^0_{T,a_s}$ определяются как

$$\Delta \bar{H}^{0}_{T,a_{s}} = \Delta \bar{H}^{0}_{298,a_{s}} + \int_{298K}^{T} C_{p} dT , \qquad (7)$$

где $\Delta \overline{H}^0_{298,a_s}$ — энтальпия образования компонента a_s при 298 K [5].

При моделировании процессов в камерах-прототипах учитывается образование оксидов азота при воздушном горении метана, а также возможный выход других побочных продуктов. Две основные реакции выглядят как

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O, \qquad (8)$$

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2NO.$$
 (9)

Для получения максимально подробной картины горения используется развернутые генеральные балансы, подвергнутые фильтрации при помощи скоростных и концентрационных коэффициентов чувствительности [3, 5, 6].

Генеральный баланс горения метана

Ниже приведен полный перечень элементарных реакций, используемых при моделировании суммарной реакции (8).

$$O_2 \to O + O \tag{10}$$

/ 1 1

$$CH_4 \rightarrow CH_3 + H$$
 (11)

$$CH_3 \rightarrow CH_2 + H$$
 (12)

$$CH_2 \rightarrow CH + H$$
 (13)

$$H_2 O \to H + OH \tag{14}$$

 $O_2 + H \rightarrow HO_2$ (15)

 $O_2 + H \rightarrow OH + O \tag{16}$

$$O_2 + CO \rightarrow CO_2 + O \tag{17}$$

$$O_2 + CH \rightarrow CHO + O \tag{18}$$

$$O_2 + CHO \rightarrow CO + HO_2 \tag{19}$$

$$O_2 + CH_2 \rightarrow CO + OH + H$$
 (20)

$$O_2 + CH_2 \rightarrow CO_2 + H_2 \tag{21}$$

$$O_2 + CH_3 \rightarrow CH_2O + OH$$
 (22)

$$H_2 + O \rightarrow OH + H \tag{23}$$

 $HO_2 + O \rightarrow OH + O_2 \tag{24}$

$$H_2O_2 + O \rightarrow HO_2 + OH \tag{25}$$

$$CO + O \rightarrow CO_2$$
 (26)

$$CH + O \rightarrow CO + H$$
 (27)

$$CHO + O \rightarrow CO + OH$$
 (28)

$$CHO + O \rightarrow CO_2 + H \tag{29}$$

$$CH_2 + O \rightarrow CO + H + H \tag{30}$$

$$CH_3 + O \rightarrow CH_2O + H \tag{31}$$

$$CH_4 + O \rightarrow CH_3 + OH \tag{32}$$

$$H + O \to OH \tag{33}$$

$$OH + O \rightarrow HO_2$$
 (34)

$$O_2 + O \to O_3 \tag{35}$$

$$H_2 + O \rightarrow OH + H \tag{36}$$

$$OH + OH \rightarrow H_2O + O \tag{37}$$

$$HO_2 + OH \rightarrow H_2O + O_2 \tag{38}$$

$$CO + OH \rightarrow CO_2 + H$$
 (39)

$$CH + OH \rightarrow CHO + H \tag{40}$$

 $CHO + OH \rightarrow CO + H_2O \tag{41}$

- $CH_2 + OH \rightarrow CH + H_2O$ (42)
- $\mathrm{CH}_{2}\mathrm{O} + \mathrm{OH} \rightarrow \mathrm{CHO} + \mathrm{H}_{2}\mathrm{O} \tag{43}$
- $CH_3 + OH \rightarrow CH_3O + H$ (44)
- $CH_3 + OH \rightarrow CH_2 + H_2O \tag{45}$
- $CH_4 + OH \rightarrow CH_3 + H_2O \tag{46}$
 - $H_2 + OH \rightarrow H_2O + H \tag{47}$
 - $H + H + M^* \to H_2 \tag{48}$
 - $HO_2 + H \rightarrow OH + OH \tag{49}$
 - $HO_2 + H \rightarrow H_2 + O_2 \tag{50}$
 - $HO_2 + H \rightarrow H_2O + O \tag{51}$
 - $HO_2 + HO_2 \rightarrow H_2O_2 + O_2 \tag{52}$
 - $OH + OH + M^* \rightarrow H_2O_2 + M^*$ (53)
 - $\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}_{2} + \mathrm{H} \rightarrow \mathrm{H}_{2} + \mathrm{HO}_{2} \tag{54}$
 - $H_2O_2 + H \rightarrow H_2O + OH$ (55)
 - $H_2O_2 + OH \rightarrow H_2O + HO_2$ (56)
 - $\rm CO + HO_2 \rightarrow \rm CO_2 + OH$ (57)
 - $CH + CO_2 \rightarrow CHO + CO$ (58)
 - $CH + H_2O \rightarrow CH_2O + H$ (59)
 - $CH + H_2O \rightarrow CH_2 + OH$ (60)
 - $CHO + M^* \rightarrow CO + H + M^*$ (61)
 - $CHO + H \rightarrow CO + H_2 \tag{62}$
 - $CHO + CHO \rightarrow CH_2O + CO$ (63)
 - $CH_2 + H \rightarrow CH + H_2 \tag{64}$

$$CH_2 + CH_2 \rightarrow C_2H_2 + H_2$$
(65)

- $CH_2 + CH_3 \rightarrow C_2H_4 + H \tag{66}$
- $CH_2 + H_2 \rightarrow CH_3 + H \tag{67}$
- $CH_2O + M^* \rightarrow CHO + H + M^*$ (68)
 - $CH_2O + H \rightarrow CHO + H_2$ (69)
- $CH_2O + HO_2 \rightarrow CHO + H_2O_2$ (70)
- $CH_2O + CH_3 \rightarrow CH_4 + CHO$ (71)
 - $CH_3O + H \rightarrow CH_3 + OH \tag{72}$
 - $CH_3 + HO_2 \rightarrow CH_3O + OH \tag{73}$
 - $CH_3 + HO_2 \rightarrow CH_4 + O_2 \tag{74}$
 - $CH_3 + CH_3 \rightarrow C_2H_4 + H_2 \tag{75}$
 - $CH_3 + CH_3 \rightarrow C_2H_6 \tag{76}$
 - $CH_{3}O + M^{*} \rightarrow CH_{2}O + H + M^{*}$ (77)
 - $CH_3O + H \rightarrow CH_2O + H_2$ (78)
 - $CH_{3}O + CH_{2}O \rightarrow CHO + CH_{3}OH$ (79)
 - $CH_3O + O \rightarrow CH_3 + O_2 \tag{80}$
 - $CH_3O + O \rightarrow CH_2O + OH$ (81)
 - $CH_2OH + H \rightarrow CH_2O + H_2$ (82)
 - $CH_2OH + O_2 \rightarrow CH_2O + HO_2$ (83)
 - $CH_3 + O_2 + M^* \rightarrow CH_3O_2 + M^*$ (84)
 - $CH_3O_2 + CH_3 \rightarrow CH_3O + CH_3O$ (85)
 - $CH_3O_2 + HO_2 \rightarrow CH_3O_2H + O_2$ (86)
 - $\mathrm{CH}_{3}\mathrm{O}_{2} + \mathrm{CH}_{3}\mathrm{O}_{2} \rightarrow \mathrm{CH}_{3}\mathrm{OH} + \mathrm{CH}_{2}\mathrm{O} + \mathrm{O}_{2} \quad (87)$
 - $CH_4 + H \rightarrow CH_3 + H_2 \tag{88}$
 - $CH_4 + HO_2 \rightarrow CH_3 + H_2O_2 \tag{89}$

$$CH_4 + CH \rightarrow C_2H_4 + H \tag{90}$$

$$CH_4 + CH_2 \rightarrow CH_3 + CH_3 \tag{91}$$

$$CH_3OH \rightarrow CH_3 + OH$$
 (92)

$$CH_3OH + H \rightarrow CH_2OH + H_2$$
(93)

$$CH_3OH + O \rightarrow CH_2OH + OH$$
 (94)

$$CH_3OH + OH \rightarrow CH_2OH + H_2O$$
(95)

$$CH_3OH + HO_2 \rightarrow CH_2OH + H_2O_2$$
 (96)

$$CH_3OH + CH_3 \rightarrow CH_2OH + CH_4$$
(97)

$$CH_3OH + CH_3O \rightarrow CH_2OH + CH_3OH$$
 (98)

$$CH_3OH + CH_2O \rightarrow CH_3O + CH_3O$$
(99)

 $CH_3O_2H \rightarrow CH_3O + OH$ (100)

$$CH_3O_2H + OH \rightarrow CH_3O_2 + H_2O$$
(101)

Здесь под M^{*} понимается обобщенная частица метано-воздушного пламени, условная концентрация которых в первом приближении вычисляется как

$$\begin{bmatrix} M^* \end{bmatrix} = [H_2] + 6,5[H_2O] + 0,4[O_2] + 0,4[N_2] + 0,75[CO] + 1,5[CO_2] + 3,0[CH_4]$$
(102)

Сформированный генеральный баланс соответствует принципу расходования промежуточных реагентов [3], включает скоростьопределяющие промежуточные реакции, вполне замкнут относительно исходных реагентов и продуктов. Особое внимание следует обратить на реакции (19), (20), (27), (28), (30), (35), (41), (58), (61)- (63), (66), (75), (76), (79), (87), (90), (98), поскольку в них содержится упрощенный механизм образования побочных веществ - моноокиси углерода СО, метанола СН₃ОН и различных остаточных углеводородов (реакции с образованием молекулярного водорода можно считать промежуточными, поскольку равновесие горения водорода в рассматриваемых пламенах полностью сдвинуто вправо и доля Н₂ на выходе из КС представляет собой следовую концентрацию [7]). Как известно [3, 8], при горении метана образуется намного большее число побочных про-

дуктов, в частности — фулереновая сажа и непредельные углеводороды со средними углеродными числами. Однако экспериментальные данные по рассматриваемым КС свидетельствуют о достаточности баланса с конечными продуктами ряда С₂ в силу крайне незначительной доли высших углеводородов в выхлопе. Процесс образования сажи в силу сложности моделирования и низкоэмиссионности камер по саже в настоящей работе не рассматривается.

Генеральный баланс (10) - (101) относится к реакции (8), описывающей горение метана. Существуют несколько упрощенных механизмов [3, 10], позволяющих определить выход моноокиси азота как функцию температуры по предельно короткому S-механизму. Эти методы, основанные на термической «медленной» стадии генерации NO, применимы в качестве оценочных для керосиновых камер сгорания на стадии общей оценки экологичности проектируемой КС. Вместе с тем упрошение подобного рода крайне плохо совместимы в рамках одного объекта с развернутым генеральным балансом окисления углеводородного топлива, поскольку, во-первых, вносят возмущения в равновесные и неравновесные значения концентраций характерных радикалов, а во-вторых, обладают погрешностью до 200% в пламенах сложной структуры - например, с многоступенчатым подводом охлаждающего воздуха или в присутствии электрического разряда. В свете вышесказанного, а также с учетом приоритета экологических показателей электрохимических КС, целесообразно воспользоваться подробным механизмом горения азота [3, 9].

Генеральный баланс генерации NO

В рамках современных представлений о производстве NO_v в газотурбинных двигателях как суперпозиции механизмов Зельдовича (в меньшей степени), Фенимора, Вольфрама – Мальте и др. [3, 9, 10]. Основным загрязняющим фактором, в силу максимального выхода и последующего атмосферного доокисления, традиционно считается NO, в силу чего образование других оксидов азота будем рассматривать как побочные реакции, вносящие, однако, достаточно весомый (до 30% [9]) вклад в общую экологичность выхлопа. В целях максимальной подробности в генеральный баланс включена скоростьопределяющая реакция Зельдовича, которая для рассматриваемых низкотемпературных пламен малозначима.

$$N_2 + O \rightarrow NO + N \tag{103}$$

$$N_2 + O \rightarrow N_2 O \tag{104}$$

$N_2 + CH \rightarrow HCN + N$	(105)	$\rm NO + NH_2 \rightarrow N_2H + OH$	(129)
$\mathrm{N}_{2} + \mathrm{CH}_{2} \rightarrow \mathrm{HCN} + \mathrm{NH}$	(106)	$NO + CH \rightarrow HCN + O$	(130)
$\rm N + OH \rightarrow \rm NO + H$	(107)	$NO + CH_2 \rightarrow HCN + OH$	(131)
$N + O_2 \rightarrow NO + O$	(108)	$\mathrm{NO} + \mathrm{CH}_2 \rightarrow \mathrm{HCNO} + \mathrm{H}$	(132)
$N + CO_2 \rightarrow NO + CO$	(109)	$\rm NO + CH_3 \rightarrow \rm HCN + H_2O$	(133)
$N + NO \rightarrow N_2 + O$	(110)	$NO + CHO \rightarrow CO + HNO$	(134)
$N + N + M^* \rightarrow N_2 + M^*$	(111)	$N_2O + H \rightarrow N_2 + OH$	(135)
$N + NH \rightarrow N_2 + H$	(112)	$N_2O + O \rightarrow NO + NO$	(136)
$N + CH \rightarrow CN + H$	(113)	$N_2O + O \rightarrow N_2 + O_2$	(137)
$\mathrm{N}+\mathrm{CH}_2 \rightarrow \mathrm{HCN}+\mathrm{H}$	(114)	$N_2O + OH \rightarrow N_2 + HO_2$	(138)
$\mathrm{N}+\mathrm{CH}_3 \rightarrow \mathrm{H}_2\mathrm{CN}+\mathrm{H}$	(115)	$N_2O + CO \rightarrow N_2 + CO_2$	(139)
$\rm NH + \rm H \rightarrow \rm N + \rm H_2$	(116)	$\mathrm{N_2O} + \mathrm{CH_3} \rightarrow \mathrm{N_2} + \mathrm{CH_3O}$	(140)
$\rm NH + O \rightarrow \rm NO + H$	(117)	$\rm NH_2 + H \rightarrow \rm NH + H_2$	(141)
$\rm NH + OH \rightarrow \rm NO + H_2$	(118)	$\rm NH_2 + O \rightarrow \rm NH + OH$	(142)
$\rm NH + OH \rightarrow \rm N + H_2O$	(119)	$\rm NH_2 + O \rightarrow \rm HNO + \rm H$	(143)
$\rm NH + OH \rightarrow \rm HNO + \rm H$	(120)	$\rm NH_2 + O \rightarrow \rm NO + H_2$	(144)
$\rm NH + O_2 \rightarrow \rm NO + OH$	(121)	$\rm NH_2 + O_2 \rightarrow \rm HNO + OH$	(145)
$\rm NH+O_2 \rightarrow \rm HNO+O$	(122)	$\rm NH_2 + O_2 \rightarrow \rm NH + HO_2$	(146)
$\rm NH + \rm NH \rightarrow \rm N_2 + \rm H + \rm H$	(123)	$\rm NH_2 + OH \rightarrow \rm NH + H_2O$	(147)
$NO + OH + M^* \rightarrow HNO_2 + M^*$	(124)	$\rm NH_2 + HO_2 \rightarrow NH_3 + O_2$	(148)
$\rm NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH$	(125)	$\rm NH_2 + \rm NH_2 \rightarrow \rm NH_3 + \rm NH$	(149)
$\rm NO + NH \rightarrow N_2 + OH$	(126)	$\rm NH_3 + H \rightarrow \rm NH_2 + H_2$	(150)
$\rm NO + NH \rightarrow N_2O + H$	(127)	$\rm NH_3 + O \rightarrow \rm NH_2 + OH$	(151)
$\rm NO + NH_2 \rightarrow N_2 + H_2O$	(128)	$\rm NH_3 + OH \rightarrow \rm NH_2 + H_2O$	(152)

$\mathrm{NH}_3 + \mathrm{M}^* \rightarrow \mathrm{NH}_2 + \mathrm{H} + \mathrm{M}^*$	(153)	$\text{CN} + \text{CH}_4 \rightarrow \text{HCN} + \text{CH}_3$	(180)
$N_2H + O \rightarrow N_2O + H$	(154)	$C_2N_2 + O \rightarrow NCO + CN$	(181)
$N_2H + O \rightarrow NO + NH$	(155)	$HCNO + H \rightarrow HCN + OH$	(182)
$N_2H + OH \rightarrow N_2 + H_2O$	(156)	$\rm HCNO + \rm H \rightarrow \rm NH_2 + \rm CO$	(183)
$N_2H + M^* \rightarrow N_2 + H + M^*$	(157)	$\rm HCNO+O \rightarrow \rm NH+CO_2$	(184)
$N_2H + NO \rightarrow N_2 + HNO$	(158)	$HCNO + O \rightarrow NCO + OH$	(185)
$HNO + H \rightarrow NO + H_{2}$	(159)	$HCNO + O \rightarrow HNO + CO$	(186)
$1100 \pm 11 \rightarrow 100 \pm 11_2$	(159)	$\rm HCNO + OH \rightarrow \rm NCO + \rm H_2O$	(187)
$\rm HNO + OH \rightarrow \rm NO + H_2O$	(160)	$HCNO + O_2 \rightarrow HNO + CO_2$	(188)
$\rm HNO + \rm N \rightarrow \rm NO + \rm NH$	(161)	$HCNO + HO_{2} \rightarrow NCO + H_{2}O_{2}$	(189)
$\mathrm{HNO} + \mathrm{O}_2 \rightarrow \mathrm{NO} + \mathrm{HO}_2$	(162)	$\operatorname{Heno} + \operatorname{Ho}_2 \rightarrow \operatorname{Heo} + \operatorname{H}_2 \operatorname{O}_2$	(10))
$HNO + NH_2 \rightarrow NO + NH_3$	(163)	$HCNO + M^* \rightarrow NH + CO + M^*$	(190)
$HNO + HNO \rightarrow N_2O + H_2O$	(164)	$\rm HCNO + \rm NH \rightarrow \rm NCO + \rm NH_2$	(191)
$HNO + NO \rightarrow N_2O + OH$	(165)	$\mathrm{HCNO} + \mathrm{NH}_2 \rightarrow \mathrm{NCO} + \mathrm{NH}_3$	(192)
$\mathbf{W} = \mathbf{W}^* + \mathbf{W} + \mathbf{W}^*$	(166)	$NCO + O \rightarrow NO + CO$	(193)
$HNO+M \rightarrow NO+H+M$	(100)	$NCO + H \rightarrow NH + CO$	(194)
$HCN + O \rightarrow NCO + H$	(167)	$\rm NCO + H_2 \rightarrow \rm HNCO + \rm H$	(195)
$HCN + O \rightarrow NH + CO$	(168)	$NCO + OH \rightarrow CHO + NO$	(196)
$\mathrm{HCN} + \mathrm{OH} \rightarrow \mathrm{HNCO} + \mathrm{H}$	(169)	$NCO + N \rightarrow N + CO$	(107)
$\mathrm{HCN} + \mathrm{CN} \rightarrow \mathrm{C_2N_2} + \mathrm{H}$	(170)	$NCO + N \rightarrow N_2 + CO$	(197)
$CN + O \rightarrow CO + N$	(171)	$NCO + O_2 \rightarrow NO + CO_2$	(198)
$\rm CN + OH \rightarrow \rm NCO + H$	(172)	$NCO + M^* \rightarrow N + CO + M^*$	(199)
$CN + O_2 \rightarrow NCO + O$	(173)	$NCO + NO \rightarrow N_2O + CO$	(200)
$CN + H_2 \rightarrow HCN + H$	(174)	$NCO + NO \rightarrow N_2 + CO_2$	(201)
$CN + H_2O \rightarrow HCN + OH$	(175)	$NCO + NCO \rightarrow N_2 + CO + CO$	(202)
$CN + NO \rightarrow N_2 + CO$	(176)	$NCO + NO_2 \rightarrow CO + NO + NO$	(203)
$\rm CN + \rm NO \rightarrow \rm NCO + \rm N$	(177)	$NCO + NO_2 \rightarrow CO_2 + N_2O$	(204)
$CN + N_2O \rightarrow NCO + N_2$	(178)	$\rm NCO + \rm HNO \rightarrow \rm HNCO + \rm NO$	(205)
$\text{CN} + \text{NO}_2 \rightarrow \text{NCO} + \text{NO}$	(179)	$NCO + CHO \rightarrow HNCO + CO$	(206)

В балансе (103) — (206) не учитываются реакции с участием надперекисных и перекисных соединений, а также расход и образование частиц углерода.

Скорость всех элементарных реакций, входящих в генеральные балансы реакций (8) и (9), определяется как

$$\upsilon_j = \frac{dc_{as1}}{dt} = k_j \prod c_{asn} , \qquad (207)$$

где с_{asl} – концентрация контрольного вещества:

k_i – константа скорости;

с_{аsn} - концентрации реагентов.

Константа скорости определяется в форме Аррениуса [3]:

$$k_{j} = A_{j}T^{b_{j}}e^{-\frac{E_{j}}{R_{y}T}},$$
 (208)

где А_j, b_j – константы;

Е₁ – энергия активации реакции.

Поскольку для всех реакций балансов (10) – (101) и (103) – (206) известны кинетические и термодинамические параметры, на основании приведенной выше математической модели возможно провести численное моделирование камер сгорания – прототипов в рамках модельного эксперимента, подтверждающего правомерность использования полученной модели для расчетов электрохимических процессов.

Моделирование термического горения

В рамках модельного численного эксперимента был проведен расчет течения газов в двух камерах — прототипах при номинальном режиме работы. Поскольку для обеих КС имеются экспериментальные данные распределения температуры вдоль проточной части жаровой трубы, основной задачей эксперимента было получение значений Т* в характерных сечениях, а также полей концентраций важнейших веществ и радикалов в меридиональном сечении.

На рис. 2 и 3 представлены данные экспериментального исследования распределения Т* и NO_x вдоль оси жаровой трубы КС и результаты численного расчета. В качестве граничных условий было выбрано условие безотрывного обтекания плоских стенок, статическое давление на входе из окон подвода воздуха и на выходе из КС, и расход топлива через форсунку. На рис. 4 представлены поля параметров температуры, на рис. 5 – поля суммарной концентрации NO_x.



Рис. 2. Распределение Т* вдоль оси жаровой трубы





Рис. 3. Образование NO_x (суммарное)

Результаты численного моделирования показывают очень высокую точность применяемого метода (погрешность в сравнении с натурными экспериментами менее 0,1%) и визуализируют характер течения в камерах сгорания, в частности сложный механизм образования оксидов азота и заметную неравномерность горения в КС-2. Таким образом, на основе используемых генеральных балансов после дополнения их электрохимическими реакциями возможно получить достоверную картину процессов в электрохимических камерах сгорания.



a)

Рис. 4. Поле параметров температуры а) КС-1; б) КС-2



Рис. 5. Эмиссия NO_x a) KC-1; б) KC-2

Электрохимические камеры сгорания

Электродная пара в обеих камерах сгорания при математическом моделировании в целях упрощения расчетов моделируется как два достаточно тонких однородных цилиндра. В целях успешного расчета электрохимических реакций вблизи тела разряда использовано сильное сгущение конечно-разностной сетки.

При моделировании камер сгорания с электрическим разрядом средней энергии учитывались электрохимические реакции следующих типов [11]: а) возбуждение электронным ударом:

$${}^{1}CH_{2} + e_{1}^{-} = {}^{3}CH_{2} + e_{2}^{-};$$
 (209)

б) ударная электронная диссоциация:
$$e_1^-+H_2O=H+OH+e_2^-;$$
 (210)

в) ударная ионизация:

$$H + e_1^{-} = H^{+} + e_2^{-} + e_3^{-}.$$
(211)

Вклад всех прочих типов электрохимического взаимодействия частиц в рамках рассматриваемой задачи пренебрежимо мал. Реакционная способность возбужденных частиц оценивается согласно принципу инвариантности суммарной энергии активации [11]:

$$E_j^* = E_j - \Delta I, \qquad (212)$$

где E_{j}^{*} , E_{j} – энергии активации j-ой реакции с участием возмущенных и невозмущенных частиц соответственно;

<u>∆I</u> — разница между основным и возбужденным уровнями энергии частицы.

Эффективное сечение і-ой частицы σ_i [10] определяется как

$$\sigma_{i} = \int_{\Delta E_{D}}^{\varepsilon} d\sigma = \frac{\pi q_{e}^{4} \left(\varepsilon - \Delta E_{D}\right)}{\varepsilon^{2} \Delta E_{D}} , \qquad (213)$$

где ΔE_D — энергия активации возбужденного состояния/диссоциации/ионизации;

 ϵ — полная энергия свободного электрона в разряде;

q_e – заряд электрона.

Количество реакций с участием электронов в единицу времени определяется с учетом вероятностного распределения энергий и скоростей электронов в стволе разряда.

Как можно видеть из рис. 6, 7, для обеих камер сгорания помещение короткого разряда средней энергии приводит к уменьшению зоны активного горения и стабилизации пламени, причем последний эффект проявляется только в низкотемпературной камере сгорания. Эмиссия вредных веществ, несмотря на ярко выраженную зону генерации NO_vв стволе разряда, в высокотемпературной камере сгорания при использовании дугового разрядника в горячей зоне уменьшается. В низкотемпературной малоэмиссионной камере применение электрохимических процессов, в силу очень низкого уровня базовой эмиссии, приводит к некоторому увеличению NO_x. В обеих камерах сгорания применение разрядника приводит к увеличению конечной температуры.

Интегральные характеристики электрохимических камер сгорания приведены в таблице 2.



Рис. 6. Поле параметров температуры а) КС-1-Э; б) КС-2-Э



Таблица 2 Характеристики электрохимических камер сторания

eropanni						
Параметр	КС-1-Э	КС-2-Э				
$\operatorname{T}^*_{\Gamma}$, K	1746	1453				
η_{Γ}	1,0	0,996				
NO _x , ppm	39	22				
$\sigma_{KC *}$	0,933	0,952				

Дальнейшие задачи исследования предполагают более детальное изучение процессов в зоне разряда (а также расширение электрохимических реакций и вероятностного выражения их скоростей), анализ концентраций характерных радикалов, в особенности атомарного кислорода и гидроксила, в различных зонах пламени. Также планируется большое число численных и натурных экспериментов по изучению электрохимических процессов в различных пламенах.

Перечень ссылок

1. Miere S. Perspectives of numerical and physical experiment in close future / S. Miere // CFD Topics, NY, 2010. – PP. 1011 – 1038.

2. Законы горения, под общ. ред. Ю.В. Полежаева. – М.: Энергомаш, 2006. – 352 с.

3. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.

4. Долматов Д.А. Перспективные схемы авиационных камер сгорания / Д.А. Долматов // Авиационная техника и технология. — 2006. № 7 (21). — С. 36 – 43.

5. Atkins P.W. Physical Chemistry / P.W. Atkins – N.Y., Freeman, 1996. – 690 p.

6. Долматов Д.А. Неполные кинетические цепи в методе генерального баланса при моделировании горения / Д.А. Долматов // Вестник двигателестроения. – 2010. № 1. – С. 21 – 25.

7. Fristrom R.M. Flame structure and processes / R.M. Fristrom – N.Y.: 1995. – Oxford University Press. – 823 p.

8. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

9. Williams F.A. Fundamental aspects of combustion / A. Yen Lin, F.A. Williams – Oxford University Press, Oxford, 1993. – 840 p.

10. Fenimore C.P. Studies of fuel-nitrogen in rich flame gases / C.P. Fenimore // 17th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1979. – PP. 661 – 664.

11. Райзер Ю.П. Физика газового разряда / Ю.П. Райзер. – Долгопрудный: Изд. Д. «Интеллект», 2009. – 736 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Д.А. Долматов. Регулювання повітряного горіння вуглеводнів дуговими розрядами малої длини

У статті розглядається вплив електродугового розряду на поля параметрів, емісію та інтегральні характеристики авіаційних камер згоряння. Досліджено залежність емісії NO_x та ступеня повноти згоряння від потужності розряду та температури горіння. Отримані поля параметрів для високотемпературної та низькотемпературної сучасних метанових камер згоряння. За допомогою трьохвимірної математичної моделі високого рівня проведено розрахунок в'язкої течії у жарових трубах, оцінено величину втрат повного тиску. На засадах розгорнутих генеральних балансів отримані поля розподілу головних параметрів у зоні горіння.

Ключові слова: математична модель, генеральний баланс, емісія, поле параметрів, повнота згоряння, електричний розряд.

D.A. Dolmatov. Management of air hydrocarbon flames by short arc

The article consists the analysis of arc influence on the parameters fields, emission and integral parameters of aircraft combustion chambers. The NO_x emission level and fuel out coefficient as arc power and fire temperature functions are developed. There are parameters fields for high temperature and low temperature contemporary methane combustion chambers. The high level 3D-model was used for calculation of the viscous flow into the burning tube and for the loss level evaluation. Wide general balances were applied for receiving of the major parameters distribution in the inflame zone.

Key words: math model, general balance, emission, parameters field, fuel out coefficient, arc discharge.

УДК 629. 194. 34: 536. 468.

В.А. Щукин, Ф.М. Валиев, О.В. Дунай, Ф.В. Щукин

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КГТУ-КАИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПЛАМЕНИ ОДНОРОДНОЙ СМЕСИ

Представлена физико-химическая модель образования и выхода нормируемых токсичных веществ (несгоревших углеводородов HC, окиси углерода CO, окислов азота NO_x) и сажи из турбулентного пламени однородной гомогенной смеси.

Предлагаемый подход к анализу процесса образования загрязняющих веществ в горелочных устройствах взаимно увязывает химический механизм реакций и кинетику реакций с учетом особенностей, налагаемых процессом горения и турбулентностью, и согласует с термодинамикой. Позволяет получить полуэмпирические соотношения, качественно и количественно отражающие, с точностью до эмпирических постоянных, закономерности образования HC, CO, NO_x и сажи при турбулентном горении однородных углеводородовоздушных смесей.

Ключевые слова: горение, химический механизм, модельное кинетическое уравнение, характеристики турбулентности, флуктуационное реагирование, несгоревшие углеводороды.

Простейшим устройством для исследования горения в турбулентном потоке является камера сгорания прямоугольного поперечного сечения с двумя нишевыми стабилизаторами пламени. В такой камере образуется плоский турбулентный факел пламени, схематично показанный на рис. 1, с тремя характерными областями протекания реакций: область свежей смеси (зона I), зона горения (зона II), область продуктов горения (зона III).



Рис. 1. Схема структуры турбулентного факела пламени однородной смеси

При моделировании образования загрязняющих веществ использовались следующие известные модельные представления и схематизация.

Для аналитического описания работы камеры сгорания и характерных областей реагирования при горении использовалась теория реакторов [1, 2].

Работа камеры сгорания представлялась каскадом трех последовательно включенных гомогенных реакторов с газофазными реакциями, непрерывного действия, идеального вытеснения, работающих в адиабатических условиях (рис. 1).

© В.А. Шкабура, 2011 — **52** — Первый реактор составляет область свежей смеси (зона I), второй реактор —зону горения (зона II), третий реактор — область продуктов горения (зона III). Такая схематизация обусловлена следующим:

 в горелку непрерывно подается подготовленная смесь, которая сгорает во фронте пламени, а продукты горения уносятся из горелки;

 процессы горения протекают в газовой фазе и рассматривается случай горения предварительно подготовленной газовой смеси;

- в действительности реакторы являются смешанными, в которых нет ни полного вытеснения, ни полного смешивания, но в зависимости от режима течения реакционной среды и кинетики, идущих реакций, характеристики реактора могут быть ближе к характеристикам того или другого предельных типов. Наиболее сопоставимые с опытом результаты ожидаются по модели реактора идеального вытеснения [1].

- камеры сгорания газотурбинных двигателей работают при большой теплопроизводительности и относительные потери тепла в окружающую среду составляют доли процента, т. е. условия работы ближе к адиабатическим.

Детальный химический механизм окисления авиационных углеводородных топлив кислородом воздуха с учетом реакций образования всех загрязняющих веществ пока не установлен. Известно, что механизм окисления углеводородов в воздухе при горении не совпадает со стехиометрическим уравнением, а протекает по сложному цепному механизму с участием всех пяти типов частиц, которые вообще способны принять участие в химических превращениях, а именно: молекул, атомов, ионов, свободных радикалов и комплексов. Имеющиеся данные [3,4] позволяют выделить лимитирующие элементарные стадии для каждого токсичного вещества в отдельности.

1. Несгоревшие углеводороды (НС)

Для анализа и обобщения экспериментальных результатов образования и выхода несгоревших углеводородов из всех характерных областей реагирования принимался упрощенный химический механизм односторонней бимолекулярной реакции, символически записываемой в виде:

$$HC + O_2 \stackrel{K_1}{=} RO + OH, \qquad (1$$

где HC – условная формула углеводородного соединения,

O₂ – молекулярный кислород,

RÕ – окись углеводородного радикала,

ОН – гидроксил,

к₁ – константа скорости реакции.

Скорость расходования углеводородных соединений оценивается по закону действующих масс зависимостью:

$$w_{HC} = \kappa_1 \cdot C_{HC} \cdot C_{O_2} \tag{2}$$

2. Окись углерода (СО)

В общем механизме полного окисления углеводородов окись углерода является промежуточным продуктом. В то же время в переобогащенных топливом смесях СО выступает одним из основных продуктов реакции. Это означает, что в богатых смесях превалирующую роль играют процессы образования СО, а в бедных смесях одинаково важными становятся как процессы образования СО, так и процессы окисления СО до двуокиси углерода. Принимается, что выход СО при горении углеводородного топлива определяется протеканием двух последовательных бимолекулярных реакций образования СО и его расходования в результате окисления до СО₂. Характерные особенности закономерностей выхода СО могут быть получены на основе известного положения химической кинетики о квазимономолекулярности бимолекулярных реакций при большом избытке одного из компонентов. В итоге можно представить следующую схему механизма образования и расходования СО:

$$RCO + O_2 = CO + RO_2 = CO_2 + RO$$
, (3)

где каждая из реакций представляет собой

простую бимолекулярную реакцию. Тогда скорости образования и расходования окиси углерода могут быть представлены соответственно выражениями:

$$\left(w_{CO}\right)_{\text{obp.}} = \kappa_2 \cdot C_{RCO} \cdot C_{O_2}, \qquad (4)$$

$$\left(w_{CO}\right)_{\text{pacx.}} = \kappa_3 \cdot C_{CO} \cdot C_{RO_2}$$
(5)

где RCO – кислородосодержащий углеводородный радикал,

RO₂ – свободный радикал,

RO – остальные продукты окисления,

к₂ — константа скорости квазимономолекулярной реакции образования промежуточного продукта CO,

к₃ — константа скорости квазимономолекулярной реакции расходования промежуточного продукта CO.

3. Окислы азота (NO_x)

В продуктах горения углеводородных топлив в воздухе в основном содержится окись и двуокись азота, причем преобладает окись азота (NO). При сжигании современных авиационных топлив, очищенных от азота, окись азота образуется в результате окисления атмосферного молекулярного азота. Химический механизм образования окиси азота в смесях кислорода с азотом хорошо разработан Я.Б. Зельдовичем [5] и представляется следующими расширенными элементарными реакциями:

$$O + N_2 \underset{K_{-1}}{\leftrightarrow} NO + N$$
 (a)

$$N + O_2 \underset{K_{-2}}{\overset{K_2}{\leftrightarrow}} NO + O \tag{6}$$

$$N + OH \underset{K_{-3}}{\overset{K_3}{\leftrightarrow}} NO + P \tag{B}$$

Первые две реакции (а,б) представляют собой реакции цепного неразветвленного механизма. Третье уравнение (в) отражает роль цианистых соединений в образовании NO. Это равносильно предположению, что образование NO с участием углеводородных соединений лимитируется элементарной бимолекулярной реакцией атомарного азота в вещество P, концентрация которого пропорциональна концентрации цианистых соединений.

Используя принцип квазистационарных концентраций, в работе [6] приводится следующее приближенное выражение для скорости образования NO по этому механизму:

$$w_{NO} = 2 \cdot \kappa_1 \cdot C_O \cdot C_{N_2} \cdot \left\{ \frac{1 - \frac{C_{NO}^2}{K_{p,NO} \cdot C_{O_2} \cdot C_{N_2}}}{1 + \frac{\kappa_{-1} \cdot C_{NO}}{(\kappa_2 \cdot C_{O_2} + \kappa_3 \cdot C_{OH})}} \right\}, (6)$$

где $K_{p,NO} = (\kappa_1/\kappa_{-1}) \cdot (\kappa_2/\kappa_{-2})$ - константа равновесия реакции $N_2 + O_2 \leftrightarrow 2NO$,

к₁ – константа скорости прямой реакции (а),

к₁ – константа скорости обратной реакции (а),

к₂ – константа скорости прямой реакции (б),

к₋₂ – константа скорости обратной реакции (б), к₁ – константа скорости прямой реакции (в),

Для случая простых бимолекулярных реакций, идущих без изменения числа молей в изотермических условиях, имеются простые аналитические решения уравнений кинетической кривой [2].

Для количественного выражения малых концентраций токсичных веществ удобно использовать относительную массовую долю, представляющую собой отношение массы *i*-го токсичного вещества в граммах к массе топлива в килограммах, которую принято называть индексом эмиссии (EI_i). Эта величина показывает удельный выход токсичного вещества и ее удобно использовать для оценки выхода токсичных веществ при горении любого топлива в любом горелочном устройстве. Индексы эмиссии соответствующих веществ характеризуют качество сжигания топлива в камерах сгорания с точки зрения выхода вредных веществ. Индексы эмиссии, связанные с объемными долями, например, с частями на миллион, соотношением [7]:

$$\mathrm{EJ}_{i} = \frac{\mu_{i}}{\mu} \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0}) \cdot \mathrm{Ci} \cdot 10^{-3}, \frac{\Gamma}{\mathrm{K}\Gamma \cdot \mathrm{TOIIJUBa}}, \qquad (7)$$

где и - молекулярная масса продуктов реакции; μ_i – молекулярная масса i-го токсического вещества;

α - коэффициент избытка воздуха;

 L_o – стехиометрическое соотношение; C_i – концентрация і-го вещества в ч.н.м.; 10^{-3} – числовой коэффициент увязки раз-

мерностей.

Отношение абсолютной концентрации і-го вещества к исходной абсолютной концентрации углеводородов с точность до отношения молекулярных масс численно равно индексу эмиссии данного вещества, т. е.:

$$\frac{C_{i}}{C_{(HC)}} = \frac{\mu_{i}}{\mu_{HC}} \cdot EJ_{i} \cdot 10^{-3},$$
(8)

Основные параметры химического процесса (концентрации веществ, температура, давление) изменяются во времени, причем для последовательно включенных реакторов продолжительность реакций в каждом реакторе играет особо важную роль, поскольку основные параметры на выходе из предстоящего реактора являются начальными параметрами на входе в последующий реактор, т. е. на границе раздела они должны численно совпадать. Для реакторов непрерывного действия продолжительность реакции не может быть измерена непосредственно, так как в реакционном пространстве изменяется не только состав, но и температура, давление, число молей, линейная скорость реагентов и траектория движения, например, за счет диффузии. В этом случае вместо продолжительности реакции пользуются величиной времени пребывания, определяемой как отношение объема каждого реактора к объемному расходу реагентов:

$$\tau = \frac{V_p}{Q_{CM}} , \qquad (9)$$

Хотя истинное время реакций может отличаться от времени пребывания, но для реакторов идеального вытеснения эта разница незначительна

Химические превращения в каждом реакторе в отдельности проходят в изотермических условиях, с соответствующими средними значениями параметров. Это допущение позволяет использовать известные аналитические решения уравнений кинетических кривых изотермических реакций, для которых в литературе имеются установленные кинетические параметры - предэкспоненциальные множители, константы скоростей, энергии активаций.

Так в области свежей смеси (первый реактор) температура практически постоянна вплоть до границы с зоной горения (вторым реактором), т. е. до фронта воспламенения и равна значению Т₀, задаваемому исходными условиями. Время пребывания в этой области т_{св.см} определяется размерами горелки и скоростью смеси, а константа скорости реакций - уравнением Аррениуса:

$$k_{\text{pabh.}} = k_0 \cdot \exp\left(-E_a / RT_0\right), \qquad (10)$$

где k_o – предэкспоненциальный множитель, R — универсальная газовая постоянная, T_0 — на-чальная температура смеси, E_a — энергия активации.

Влияние турбулентности на процесс химического реагирования в этой области можно не учитывать, поскольку установлено, что если скорость химической реакции мала по сравнению со скоростью затухания пульсаций термодинамических параметров (температуры, давления, концентраций веществ), то влияние турбулентности на среднее значение скорости реакции пренебрежимо мало. Тогда среднее значение скорости химической реакции полностью определяется средними значениями термодинамических параметров и константы скорости реакции [8]. Скорости реакций в этой области малы из-за низкой начальной температуры.

В области продуктов горения (третий реактор) реакции идут при начальном давлении. Температура не повышается, поскольку основное тепловыделение происходит в зоне горения (второй реактор), и равна термодинамически равновесной температуре горения. T_r при времени, равном времени пребывания в продуктах горения за факелом пламени $t_{np.r}$, а константа скорости реакций определяется по уравнению Аррениуса:

$$k_{\text{pabh..}} = k_0 \cdot \exp\left(E_a / RT_{\Gamma}\right), \qquad (11)$$

Скорости реакций в этой области малы из-за низкой концентрации реагирующих веществ и влиянием турбулентности здесь можно также пренебречь.

Для полной характеристики равновесной системы достаточно знание температуры, давления и состава. Так, например, значения равновесной температуры горения и равновесного состава продуктов горения можно рассчитать по стандартной методике [9].

Условия в пламени (второй реактор) не только не изотермические, но и существенно неравновесные как на макроскопическом уровне, так и на уровне флуктуаций термодинамических параметров. В этих условиях использование простых уравнений кинетических кривых изотермических реакций возможно, если принимать средние значения констант скоростей реакций для пламени к_{пл}, которые отличаются от соответствующих равновесных значений, но могут быть выражены через равновесные значения, оценить неравновесную температуру $T_{\text{нерав.}}$ в пламени и определить время горения τ_{r} . Оценить значения этих параметров ($\kappa_{пл}$, $T_{\text{нерав.}}$, τ_{r}) можно на основе явления флуктуационного реагирования при горении [10] следующим образом.

Неравновесную систему в первом приближении можно представить двумя условными температурами T_p и T_{ϕ} . Величина T_p представляет собой температуру при условии, если бы система находилась в равновесном состоянии. Величина T_{ϕ} представляет собой температуру (флуктуационную) при условии, если равновесные флуктуации энергии, соответствующие T_{ϕ} , равны по величине неравновесным флуктуациям. Максимальное значение температуры T_{ϕ} оценивается в предположении, что отклонение от равновесия энергетического состояния в реагирующей системе пропорционально общему запасу тепловой энергии, выделившейся в процессе горения, т. е. при изменении температуры от начальной T_0 до температуры продуктов горения T_r :

$$T_{\phi} = T_{\text{неравн.}} \approx A_2 \cdot T_{\Gamma} \cdot \left[1 + \frac{A_1 \cdot R \cdot (T_{\Gamma} - T_0)}{E_a} \right], (12)$$

где A₁ A₂ – эмпирические постоянные.

Тогда неравновесные значения констант скорости в пламени к_{пл} можно выразить через их равновесные значения:

$$\kappa_{\Pi\Pi} = \kappa_{\text{неравн.}} = \kappa_{\text{равн.}} \cdot e^{\frac{E_a}{R} \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_{\phi}}\right)},$$
 (13)

где T_p - термодинамическая равновесная температура, T_{ϕ} - неравновесная (флуктуационная) температура.

Время горения в теории нормального распространения пламени определяется как среднее время реакций в зоне горения τ_x , равное времени, за которое при максимальной скорости тепловыделения все тепло химических реакций идет на повышение температуры от T_0 до T_r . Это время связано с величиной нормальной скорости распространения пламени U_н соотношением:

$$\tau_{\rm x} = a / U_{\rm H}^2 , \qquad (14)$$

где а — коэффициент температуропроводности продуктов горения.

В свете представлений о флуктуационном механизме реагировании в пламени время горения равно времени флуктуационного реагирования. Количественно это время можно оценить как время, за которое выделится тепло, необходимое для повышения температуры от начала реакций горения Т_в до его завершения Т_к. Для бимолекулярной реакции окисления углеводородного топлива время горения может быть представлено соотношением:

$$\tau_{\Gamma} = \frac{\rho_0 \cdot c_p \cdot (T_{\kappa} - T_B)}{q \cdot \kappa_{\Pi \pi} \cdot C_{HC} \cdot C_{O_2}}, \qquad (15)$$

где ρ_0 – плотность смеси, q – тепловой эффект реакции, с_p – теплоемкость, С_{HC} и С_{O2} - текущие концентрации веществ.

Аналитическое выражение для определения $T_{\rm B}$ приведено в работе [11]. Значение $T_{\rm K}$ при отсутствии внешних воздействий на пламя близка к адиабатной температуре горения $T_{\rm F}$, поэтому в этих условиях возможна замена ($T_{\rm K}$ - $T_{\rm B}$) на ($T_{\rm F}$ - $T_{\rm B}$).

Химические реакции при горении (второй реактор) — быстро текущие реакции. Установлено, что турбулентность влияет на процесс горения в основном посредством изменения структуры зоны горения вследствие высоких значений коэффициентов турбулентного переноса, чем посредством турбулентных пульсаций термодинамических параметров. Влияние турбулентности на закономерности образования токсичных веществ в турбулентном пламени однородной смеси можно оценить на основе «поверхностной» модели турбулентного горения[12].

Согласно этой модели структура турбулентного факела пламени представляется состоящим из объема, занимаемого искривленным под действием турбулентности локальным фронтом пламени (копией ламинарного). По одну сторону которого находится свежая смесь с исходными параметрами, а по другую сторону продукты горения. Отношение объема, занимаемого локальным фронтом пламени $V_{\pi.\phi.}$, ко всему объему турбулентного факела пламени $V_{\tau.\phi.}$ представляет собой критерий механизма горения в турбулентном потоке К_м [13]:

$$K_{M} = \frac{V_{\pi,\phi.}}{V_{\pi,\phi.}}, \qquad (16)$$

Полагая, что химические реакции в турбулентном факеле пламени идут только в объеме, занимаемом локальным фронтом пламени, осредненная константа скорости реакций турбулентного факела пламени может быть представлена соотношением:

$$\kappa_{\Pi\Pi,\Pi} = \kappa_{\Pi\Pi} \cdot K_{M}, \qquad (17)$$

С другой стороны критерий механизма K_{M} может быть представлен как отношение времени горения в ламинарном фронте τ_{Γ} к общему времени горения в турбулентном пламени $\tau_{T,\Gamma}$, т. е.:

$$K_{M} = \frac{\tau_{\Gamma}}{\tau_{T,\Gamma}}, \qquad (18)$$

откуда общее время горения в турбулентном пламени через время горения в ламинарном пламени выразится отношением:

$$\tau_{\text{T.F.}} = \frac{\tau_{\text{F}}}{K_{\text{M}}}, \qquad (19)$$

Количественно К_м и _{т.г} можно оценить по полуэмпирическим соотношениям [13]:

$$K_{M} = B_{K} \cdot \frac{\frac{a_{0}}{U_{H}^{2}}}{\frac{l_{0}}{w'} \cdot \ln\left(1 + \frac{w'}{U_{H}}\right)}, \qquad (20)$$

где B_{κ} — эмпирическая постоянная; a_0 — коэффициент молекулярной температуропроводности; $U_{\rm H}$ — нормальная скорость распространения пламени исходной смеси; l_0 — эйлеров масштаб турбулентности; w' - пульсационная скорость.

$$\tau_{\text{T.F.}} = \mathbf{B} \cdot \frac{\mathbf{l}_0}{\mathbf{w}'} \cdot \ln \left(1 + \frac{\mathbf{w}'}{\mathbf{U}_{\text{H}}} \right), \tag{21}$$

где В – эмпирическая постоянная.

Поскольку основные изменения концентраций различных веществ происходят в зоне горения (второй реактор), то текущие времена пребывания в каждом реакторе и удобней оценивать относительно турбулентного времени горения $\tau_{\rm r.r.}$, т. е. введя относительное время турбулентного горения:

$$\bar{\tau}_{T,\Gamma} = \frac{\tau}{\tau_{T,\Gamma}} = K_{M} \cdot \tau_{\Gamma}, \qquad (22)$$

Переход на относительное время позволяет увязать закономерности образования токсичных веществ с пространственно-временными характеристиками горения, что придает этим закономерностям большую общность.

Для более полного установления закономерностей образования токсичных веществ при турбулентном горении однородной смеси необходима оценка тех эффектов, которые выходят за рамки элементарных соотношений «поверхностной» модели турбулентного горения.

Во-первых, эффект кривизны локальных фронтов пламени, связанный с тепловыми и диффузионными потоками в вогнутых и выпуклых частях искривленного фронта. Этот эффект приводит к температурной и концентрационной неоднородности. Первые порции свежей смеси, сгорающие в начале зоны горения, в частности, в тех местах, где локальный фронт обращен выпуклостью в сторону свежей смеси, происходит охлаждение зоны горения и соответственно понижается температура горения. Это приводит к уменьшению местных констант скоростей реакций. В тех местах, где локальный фронт пламени обращен выпуклостью в сторону продуктов горения и в порциях смеси, сгорающих в конце зоны горения, происходит повышение температуры исходной смеси, соответственно и температуры горения, что приводит к увеличению местных констант скоростей реакций. Температурная неоднородность приводит к увеличению эквивалентной средней константы скоростей реакций в пламени. Поскольку искривление ламинарных фронтов турбулентностью пропорционально критерию механизма турбулентного горения

 $K_{\rm M}$, то количественно величину температурной неоднородности ΔT можно оценить соотношением:

$$\Delta T \approx K_{\rm M} \cdot \left(T_{\rm B} - T_{\rm 0} \right), \tag{23}$$

Во-вторых, турбулентность вызывает эффект гашения пламени из-за неустойчивости ламинарного фронта к внешним сильным возмущениям скорости, а также из-за сильного охлаждения самых передних участков локальных фронтов пламени, окруженных сравнительно холодной свежей смесью. Так как это тоже связано с развитием искривлений ламинарного фронта, то влияние эффекта можно предположить пропорциональным критерию механизма турбулентного горения. С физической точки зрения эффект гашения пламени проявляется в уменьшении диапазона температур начала $T_{\rm B}$ и конца $T_{\rm K}$ реакций горения, т. е. ($T_{\rm K} - T_{\rm B}$). Для количественной оценки влияния эффекта гашения пламени реакций горения турбулентностью можно принять, что интервал температур горения в турбулентном пламени (T_к - T_в)_т связан с аналогичным интервалом ламинарного пламени соотношением:

$$(T_{\kappa} - T_{B})_{T} = (l - K_{M})(T_{\kappa} - T_{B}) \approx (l - K_{M})(T_{\Gamma} - T_{B}), (24)$$

В-третьих, турбулентность изменяет саму структуру ламинарного фронта пламени за счет эффектов мелкомасштабного воздействия. С одной стороны турбулентность приводит к искривлению и развитию локальных фронтов, порождая макронеоднородность структуры турбулентного факела пламени. С другой стороны турбулентность, интенсифицируя процессы обмена на мелкомасштабном уровне, приводит к уменьшению пространственных неоднородностей в узком слое ламинарного пламени. Интенсификация процессов обмена внутри узкой зоны реакций приводит к уменьшению неравновесных флуктуаций термодинамических параметров и соответственно уменьшает величину неравновесных констант скоростей реакций горения. Тогда неравновесные флуктуации температуры в турбулент-

ном факеле пламени T_{ф.т.} могут быть связаны с критерием механизма турбулентного горения соотношением:

$$T_{\phi, \tau_{-}} \approx A_{2} \cdot T_{r} \cdot \left[1 + \frac{A_{1} \cdot R \cdot (1 - K_{M}) \cdot (T_{r} - T_{0})}{E_{a}}\right], (25)$$

где $A_1 A_2$ – эмпирические постоянные, R – универсальная газовая постоянная, E_a – энергия активации.

Основываясь на «поверхностной» модели турбулентного горения, основные закономерности образования загрязняющих в турбулентном факеле пламени должны полностью соответствовать закономерностям образования их в ламинарном пламени однородной смеси.

Предлагаемый подход при моделировании образования загрязняющих веществ позволяет использовать одни и теже уравнения кинетических кривых для ламинарного и турбулентного пламени

Перечень ссылок

1. Денисов Е. Т. Кинетика гомогенных химических реакций. М.: Высшая школа, 1987. 367 с.

2. Кнорре Д.Г., Эммануэль Н.М. Курс химической кинетики. М.: Высшая школа, 1974, 400 с.

3. Марголис Л.Я. Окисление углеводородов на итерогенных катализаторах. М.: Химия, 1977, 328 с.

4. Теория горения и взрыва. Сборник статей. М.: Наука, 1981, 411 с.

5. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. М.: Изд-во АН СССР, 1947, 145 с.

6. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени. Под ред. Ю.Ф. Дитякина. М.: Высшая школа, 1974, 400 с.

7. Канило П.М. Токсичность ГТД и перспективы использования водорода. Киев: Наук. Думка, 1982. 140 с.

8. Вильямс. Ф. Турбулентное течение реагирующих газов. М. Мир, 1983, 325 с.

9 Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П., Худяков В.А. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания / Под ред. акад. В.П. Глушко. М.: ВИНИТИ АН СССР, 1973. т.3, 437-483 с.

 Щукин В.А. Явление флуктуационного реагирования в газах. // Рабочие процессы в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. Межвузовский сборник, Казань, 1987, с. 4.

11. Щукин В.А., Янковский В.М., Талантов А.В. Нормальная скорость распространения пламени с учетом нарушения равновесного состава газа в зоне горения. Казань: Труды КАИ, 1970, вып. № 124, с. 35-49.

12. Щетинков Е.С. Физика горения газов. М.:Наука, 1965, 739 с.

13. Талантов А.В. Горение в потоке. М.: Машиностроение, 1978, 160 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

В.А. Щукін, Ф.М. Валієв, О.В. Дунай, Ф.В. Щукін. Моделювання формування токсичних речовин в турбулентному полум'ї однорідної суміші

Представлено фізико-хімічну модель формування і виходу нормованих токсичних речовин (Вуглеводородів HC, окислів вуглецю CO, окислів азоту NO_x) і сажі з турбулентного полум'я однорідної гомогенної суміші.

Запропонований підхід до аналізу процеса формування забруднюючих речовин в пальникових пристроях, взаємопов'язує хімічний механізм реакцій і кінетику реакцій з урахуванням особливостей, що накладаються процесом горіння і турбулентністю, і узгоджує з термодинамікою. Дозволяє отримати напівімперичні співвідношення, якісно і кількісно відображуючи, з точністю до емпіричних констант, закономірності формування HC, CO, NO_x і сажі при турбулентному горінні однорідних вуглеводородно-повітряних сумішей.

Ключові слова: горіння, хімічний механізм, модельне кінетичне рівняння, характеристики турбулентності, флуктуаційне реагування, вуглеводороди, що не згоріли.

V.A. Shchukin, F.M. Valiev, O.V. Dunay, F.V. Shchukin. Simulation of toxic substances in a turbulent flame homogeneous mixture

Represented by physico-chemical model of education and yield standardized toxic substances (unburned hydrocarbons HC, carbon monoxide CO, nitrogen oxides NOx) and soot from turbulent flame uniform homogeneous mixture. The proposed approach to the analysis of the formation of pollutants into the burners are mutually linked the chemical reaction mechanism and kinetics of the reactions with the specifications imposed by the process of combustion and turbulence, and agrees with thermodynamics. Allows us to obtain semi-empirical relation, both qualitatively and quantitatively reflect, up to empirical constants, regularities of HC, CO, NOx and soot in turbulent combustion of homogeneous hydrocarbon-air mixtures.

Key words: combustion, chemical mechanism, the model kinetic equation, the characteristics of turbulence, the fluctuation response, unburned hydrocarbons.

УДК 539.4-621.365.5

А.Р. Лепешкин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова

НОВЫЙ МЕТОД НАГРЕВА ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ

Приведен обзор методов нагрева вращающихся дисков. Отмечена актуальность разработки энергосберегающих методов нагрева вращающихся дисков. Предложен новый метод нагрева вращающихся дисков с использованием постоянных магнитов. Представлены некоторые характеристики постоянных магнитов из редкоземельных сплавов, в частности, из самарий-кобальтовых сплавов. Приведены результаты исследований теплового состояния модельного диска, вращающегося в магнитном поле, созданном постоянными магнитами, на разгонном стенде. Приведены рекомендации по применению постоянных магнитов с улучшенными характеристиками для нагрева малоразмерных вращающихся дисков.

Ключевые слова: нагрев, вращающийся диск, тепловая энергия, температура, постоянные магниты, магнитное поле.

Введение

Применяются различные методы нагрева: индукционный, аэродинамический, газодинамический, радиационный для реализация тепловых процессов в телах вращения для проведения разгонных и термоциклических испытаний дисков и деталей авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и турбин энергетических установок на разгонных и специализированных стендах [1-8]. Индукционный нагрев позволяет обеспечить высокие скорости нагрева и получить заданное неравномерное распределение температур по радиусу диска, соответствующего эксплуатационным условиям при испытаниях на разгонных стендах [2-8]. Обычная система индукционного нагрева состоит из нескольких плоских кольцевых индукторов, расположенных на разных радиусах диска. Ее недостатком является: невозможность получения дополнительной тепловой энергии за счет вращения, т.к. индукторы осесимметричные. Натурные эксперименты и разгонные испытания с индукционным нагревом вращающихся дисков на установках и стендах связаны с сушественными материальными затратами.

В настоящее время актуальна разработка и применение энергосберегающих методов нагрева. К одному из таких новых методов нагрева относится нагрев деталей с использованием постоянных магнитов с улучшенными характеристиками.

При вращении детали в поле магнита в ней наводится ЭДС и, таким образом, появляется тепловая энергия (мощность внутренних источников тепла при определенных условиях в зависимости от формы магнита). Однако, ранее нагрев вращающихся дисков с помощью постоянных магнитов, в том числе, и на разгонных стендах не рассматривался и не оценивался. Также не исследованы вопросы комбинированного нагрева вращающихся дисков с применением постоянных магнитов.

Разработка методики нагрева - получения тепловой энергии в дисках за счет вращения (выделения мощности внутренних источников тепла) в магнитном поле, созданном постоянными магнитами является актуальной задачей. При термоциклических испытаниях максимальная частота вращения дисков может составлять 20000 - 70000 об/мин.

Результаты исследований

Технология изготовления современных постоянных магнитов совершенствуется и достигла определенного прогресса и в настоящее время для нагрева вращающихся малоразмерных дисков можно применить постоянные магниты из редкоземельных сплавов — неодим-железо-бор и самарий-кобальтовых сплавов, производство которых началось сравнительно недавно. Они намного сильнее обычных ферритовых магнитов и магнитов из других магнитных материалов. Это позволило использовать их в промышленности, в частности, они нашли широкое применение в электродвигателях и генераторах для получения электрической или механической энергии.

Исследования теплового состояния дисков, вращающихся в постоянном магнитном поле на начальном этапе целесообразно проводить с использованием магнитов из самарий-кобальтовых сплавов, т.к. они имеют не только значительную магнитную индукцию, но и работают при повышенных температурах до 250-330 °С. Однако, следует учитывать, что они обладают хрупкостью. ЭДС наводится при вращении диска в магнитном поле, создаваемом постоянным магнитом, в соответствии с законом электромагнитной индукции Фарадея. В результате чего возникают индуцированные токи. На небольшой частоте вращения указанная ЭДС мала. При увеличении частоты вращения увеличивается скорость изменения (пульсации) магнитного потока в диске и наведенная ЭДС становится значимой в диапазоне больших частот вращения. В результате мощность внутренних источников тепла увеличивается и повышается интенсивность нагрева вращающегося диска.

В данной работе впервые рассмотрен нагрев дисков, вращающихся в постоянном магнитном поле, с учетом выделения мощности внутренних источников тепла на невысоких частотах вращения.

Исследование теплового состояния модельного диска (из нержавеющей стали), вращающегося в поле постоянных магнитов, проводилось на разгонном стенде. Диск был препарирован термопарами на трех радиусах. Диск и узел крепления с магнитами, установленные в вакуумной разгонной камере, показаны на рис. 1.



Рис. 1. Диск и узел крепления с постоянными магнитами в разгонной камере стенда

Между диском и магнитами установлен зазор 5 мм. Измерения температур диска осуществлялись через ртутный токосъемник с помощью компьютерной системы. На рис. 2 представлено тепловое состояние диска на разных радиусах в зависимости от частоты вращения в процессе эксперимента. На радиусе 95 мм наблюдалась максимальная температура, т.к. средняя линия наибольшего установленного магнита совпадала с указанным радиусом.

В данных экспериментах тепловое состояние модельного диска исследовалось на частотах вращения до 22000 об/мин. На более высоких частотах вращения следует ожидать нагрев дисков до более высокой температуры. Кроме того, в дальнейших исследованиях по нагреву малоразмерных дисков планируется использовать постоянные магниты с магнитной индукцией более 1 Тл. В указанных экспериментах использовались магниты с 0,1 Тл, т.е., имеющие магнитную индукцию в десять раз меньше.



Рис. 2. Температуры диска на разных радиусах: 1 — 95 мм, 2 - 75 мм, 3- 55 мм; 4 - температура воздуха в камере, 5 - частота вращения

Заключение

Предложен новый метод нагрева вращающихся дисков с использованием постоянных магнитов.

Приведены результаты исследований нагрева модельного диска, вращающегося в магнитном поле, созданном постоянными магнитами, на разгонном стенде.

Приведены рекомендации по применению постоянных магнитов с улучшенными характеристиками для проведения дальнейших исследований по нагреву малоразмерных вращающихся дисков на повышенных частотах вращения.

Перечень ссылок

1. Пат. 2235982 Российская Федерация, МПК Н02N 11/00. Способ термоциклических и разгонных испытаний дисков турбомашин / А.Р. Лепешкин, В.А. Скибин ; заявитель и патентообладатель ЦИАМ — № 2002132094/06 ; заявл. 29.11.2002 ; опубл. 20.05.2004, Бюл. 25.

2. Лепешкин А.Р., Кувалдин А.Б. Скоростные режимы индукционного нагрева и термонапряжения в изделиях: Монография / А.Р. Лепешкин, А.Б. Кувалдин - Новосибирск: Изд.-во НГТУ, -2006. - 286 с.

3. Лепешкин А.Р. Циклические испытания дисков ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева / А.Р. Лепешкин / / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. Тепловые двигатели и энергоустановки. Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ», – 2000. – Вып.19. – С. 456-460.

4. Лепешкин А.Р. Моделирование нестационарного теплового и термонапряженного состояния дисков и рабочих колес ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева при неизотермических циклических испытаниях / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т «ХАИ», –2001. – Вып.23. Двигатели и энергоустановки. – С. 144-146.

5. Лепешкин А.Р. Индукторы для нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонных стендах / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т «ХАИ», – 2002. – Вып. 334. Двигатели и энергоустановки. – С. 163-165.

6. Лепешкин А.Р. Формирование испытательных циклов дисков ГТД при термоциклических испытаниях на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева / А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 121-125.

7. Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Многокритериальная оптимизация индукционного нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонном стенде / А.Р Лепешкин., С.А. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т «ХАИ». –2007. – Вып. 8/44. – С. 156-164.

8. Кувалдин А.Б., Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Метод испытаний дисков турбомашин и бандажей роторов турбогенераторов с использованием индукционного нагрева/ А.Б. Кувалдин, А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин // Электричество. – 2009. – № 7. – С. 33-38.

Поступила в редакцию 01.06.2011

А.Р. Лєпьошкін. Новий метод нагріву дисків, що обертаються з використанням потійних магнітів

Наведено огляд методів нагріву дисків, що обертаються. Відмічено актуальність розробки енергозберігаючих методів нагріву дисків, що обертаються. Запропоновано новий метод нагріву дисків, що обертаються з використанням постійних магнітів. Представлено деякі характеристики постійних магнітів з рідкоземельних сплавів, зокрема, з самарійкобальтових сплавів. Наведено результати досліджень теплового стану модельного диска, що обертається в магнітному полі, створеному постійними магнітами, на розгінному стенді. Наведені рекомендації до використання постійних магнітів з покращеними характеристиками для нагріву малорозмірних дисків, що обертаються.

Ключові слова: нагрів, диск, що обертається, теплова енергія, температура, постійні магніти, магнітне поле.

A.R. Lepeshkin. New *Heating method of rotating dicks with use of constant magnets*

The review of heating methods of rotating disks is resulted. The actuality of development of power saving up methods of heating of rotating disks is noted. The new heating method of rotating disks with use of constant magnets is offered. The some characteristics of constant magnets from seldom ground alloys, in particular, from samarium-cobalt alloys are presented. The results of investigations of a thermal state of the modelling disk rotating in a magnetic field created by constant magnets on spin rig are presented. The recommendations on application of constant magnets with the improved characteristics for heating of a small rotating disks are resulted.

Keywords: heating, rotating disk, thermal energy, temperature, constant magnets, magnetic field.

УДК 621.45.01

М.М. Кудин¹, В.Ю. Бережной²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина ²ГП НПКГ «Зоря - Машпроект», Украина

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ КОМПРЕССОРА НА ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Приведена расчетная оценка влияния основных геометрических размеров компрессора на прохождение через него в камеру сгорания пульсаций потока от работы входного устройства или при открытии клапанов перепуска воздуха. Для оценки разработана двухмерная линеаризованная нестационарная модель течения на основе уравнений Эйлера в цилиндрической системе координат. Аналитическая зависимость амплитуды пульсаций давления от геометрических параметров компрессора, а также компонент скорости и плотности воздуха была получена решением этих уравнений с использованием преобразования Лапласа. Расчетные оценки сопоставлены с результатами измерений пульсаций давления на двух двигателях.

Ключевые слова: компрессор, пульсации потока, нестационарные уравнения Эйлера, цилиндрические координаты, преобразование Лапласа, аналитическая зависимость.

Введение

Жесткие требования к экологической безопасности промышленных газотурбинных двигателей (ГТД) привели к разработке камер сгорания с уменьшенным выбросом вредных веществ. Такие камеры сгорания чувствительны к пульсациям входного потока. Высоконапорный компрессор современного ГТД имеет противопомпажные устройства, работа которых может вызвать значительные колебания параметров потока. Эти пульсации проходят в камеру сгорания, чем вызывают ее неустойчивую работу [1]. Можно ли уменьшить амплитуду пульсаций на выходе компрессора путем рационального выбора его геометрии на этапе его конструирования?

1. Формулирование проблемы

Как показали результаты исследования [2] геометрия компрессора оказывает влияние на амплитуду пульсаций за ним. Модель Фабри [2] может быть использована для отыскания такой зависимости, однако на этапе задания граничных условий включает в себя привязку к экспериментальным характеристикам турбомашин, что усложняет ее использование. Целью настоящей работы было получение аналитической зависимости пульсаций давления и скорости за компрессором от его основных геометрических параметров: среднего радиуса **r** и длины **z**, а также

от плотности воздуха ρ , осевой \overline{W} и окружной \overline{V} компонент абсолютной скорости.

© М.М. Кудин, В.Ю. Бережной, 2011

2. Решение проблемы

Расчетная схема компрессора показана на рисунке 1. Законы сохранения массы и количества движения в виде уравнений Эйлера были записаны в цилиндрической системе координат.



Рис.1. Расчетная схема компрессора

Радиальная составляющая скорости не учитывалась для компрессоров с большим относительным диаметром втулки. Параметры потока были представлены в виде суммы постоянной и пульсационной составляющих. Пример для давления (1).

$$P = P + p(z, \theta, t)$$
(1)

Пульсационные составляющие были разложены в ряд Фурье в окружном направлении. Например, пульсации давления как (2)

$$p(z, \theta, t) = \sum_{n=1}^{\infty} p_n(z, t) e^{in\theta}$$
(2)

Линеаризованные уравнения для одной гармоники имеют вид (3).

$$\frac{\partial w_n(z,t)}{\partial t} + \frac{W}{\partial z} \frac{\partial w_n(z,t)}{\partial z} + \frac{inVw_n(z,t)}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_n(z,t)}{\partial z}$$

$$\frac{\partial v_n(z,t)}{\partial t} + \overline{W} \frac{\partial v_n(z,t)}{\partial z} + \frac{in\overline{V}v_n(z,t)}{r} = -\frac{inp_n(z,t)}{\rho r}$$

$$\frac{\partial w_n(z,t)}{\partial z} + \frac{inv_n(z,t)}{r} = 0$$
(3)

Для решения этой системы уравнений было применено преобразование Лапласа. Прямое преобразование привело к системе уравнений (4).

$$sw_{n}(z) + \frac{in\overline{V}w_{n}(z)}{r} + \overline{W}w'_{n}(z) = -\frac{p'_{n}(z)}{\rho}$$
$$sv_{n}(z) + \frac{in\overline{V}v_{n}(z)}{r} + \overline{W}v'_{n}(z) = -\frac{inp_{n}(z)}{\rho r}$$

$$\frac{\operatorname{inv}_{n}(z)}{r} + w'_{n}(z) = 0$$
(4)

Она имеет решение (5), однако его обратное преобразование затруднительно.

$$w_{n}(z) = Ae^{\frac{z(inV+rs)}{r\overline{W}}} - Be^{\frac{nz}{r}} + Ce^{\frac{nz}{r}}$$
(5)

$$v_n(z) = A \frac{(n\overline{V} - irs)e^{-\frac{z(in\overline{V} + rs)}{r\overline{W}}}}{n\overline{W}} + Bie^{\frac{nz}{r}} + Cie^{-\frac{nz}{r}}$$

$$p_{n}(z) = B \frac{\rho e^{\frac{nz}{r}} (n\overline{W} + in\overline{V} + rs)}{n} - C \frac{\rho e^{-\frac{nz}{r}} (n\overline{W} - in\overline{V} - rs)}{n}$$

Пусть амплитуда пульсаций давления на входе компрессора постоянна и равна p_o, а пульсации скорости на входе отсутствуют (6).

$$p_n(0) = \frac{p_0}{s}, w_n(0) = 0, v_n(0) = 0$$
 (6)

Тогда влияние геометрических размеров компрессора на пульсации давления на его выходе можно выразить коэффициентом (7), рисунок 2.

$$\cosh\left(\frac{\mathrm{nz}}{\mathrm{r}}\right)$$
 (7)

Однако при таком задании граничных условий пульсации давления не зависят от компонент скорости воздуха. Для учета работы турбомашины, создающей осевую и окружную компоненты скорости, запишем граничные условия так, чтобы на входе компрессора были по-

стоянные пульсации этих компонент w_0 и $v_0(8)$.



Рис.2. Амплитуда пульсаций давления за компрессором UGT5000

$$p_n(0) = \frac{p_0}{s}, w_n(0) = \frac{w_0}{s}, v_n(0) = \frac{v_0}{s}$$
 (8)

Решение для одной гармоники пульсаций давления имеет вид (9).

1

$$\mathbf{p}_{n} = \cosh\left(\frac{nz}{r}\right)\mathbf{p}_{o} + i\sinh\left(\frac{nz}{r}\right)\rho\left(\overline{W}\mathbf{w}_{o} - \overline{V}\mathbf{v}_{o}\right) \quad (9)$$

На рисунке 3 показана зависимость амплитуды пульсаций давления на выходе компрессора UGT5000 от компонент скорости.



Рис. 3. Амплитуда пульсаций давления за компрессором UGT5000

На рисунке 4 показан фрагмент записи среднеквадратических значений пульсаций давления на выходе компрессора UGT5000, а на рисунке 5 — фрагмент записи для переходного режима UGT10000.



Рис. 4. Амплитуда пульсаций давления за компрессором UGT5000

Штрих - пунктирной линией на рисунке 5 показаны результаты расчета с использованием зависимости. Как видно из рисунков, результаты расчетов не противоречат экспериментальным данным.



Заключение

Полученные аналитические решения позволяют сделать вывод о том, что наименьшие пульсации давления будут на выходе компрессора с малым отношением длины к среднему радиусу проточной части. Пульсации растут с увеличением окружной компоненты скорости и уменьшаются с увеличением осевой компоненты скорости, таким образом, уменьшение коэффициента скорости приводит к росту амплитуды, более неустойчивой работе компрессора. Полученные зависимости можно использовать на этапе проектирования при выборе параметров компрессора, обеспечивающих пониженный уровень пульсаций потока в камере сгорания.

Перечень ссылок

1. Филоненко А. А. Определение источника повышенных пульсаций давления на входе в камеру сгорания газотурбинного двигателя/ А.А. Филоненко, В.Ю. Бережной, О.Д. Дегтярев, М.М. Кудин // Авиационно-космическая техника и технология. -2006. - №7(33). - С.98-101.

2. Фабри. Развитие возмущений потока в осевом компрессоре // Энергетические машины и установки: Тр. Америк. Общ-ва инженеров-механиков.-1979.-№1.-С92-100.

Поступила в редакцию 30.05.2011

М.М. Кудін, В.Ю.Бережний. Розрахункова оцінка впливу геометрії компресора на пульсації потока у камері сгоряння

Наведено розрахункову оцінку впливу основних геометричних розмірів компресора на проходження крізь нього до камери сгоряння пульсацій потока, що виникають на його вході при роботі вхідного пристрою або при відчиненні клапанів перепуску повітря. Для оцінки розроблена двомірна лінеарізована нестаціонарна модель течії на основі рівнянь Ейлера у ціліндричній системі координат. Аналітичні залежності амплітуди пульсацій тиску від основних геметричних параметрів компресора, а також компонент швидкості та щільності повітря були отримані рішенням цих рівнянь з використанням перетворення Лапласа. Розрахункові оцінки порівняні с результатами вимірів пульсацій тиску на двох двигунах.

Ключові слова: компресор, пульсації течії, нестаціонарні рівняння Ейлера, ціліндричні коордінати, перетворення Лапласа, аналітичне рішення.

M.M. Kudin, V.Y. Berezhnoy. Analytical estimation of compressor geometry influence on combustion chamber pressure pulsations

Analytical estimation of compressor geometry influence on pressure pulsations propagation from controllable intake or during bleed valve opening into combustion chamber was proposed. Two-dimensional flow model build on the base of linearized unsteady Euler equations for cylindrical coordinate system was developed. Analytical dependencies between pressure pulsation magnitude and compressor main geometry parameters as well as absolute velocity components and air density, were obtained from these equations with Laplace transform usage. Numerical results for two engines were compared with measured data.

Key words: compressor, pressure pulsations, unsteady Euler equations, cylindrical coordinates, Laplace transform, analytical dependencies.

УДК 621.452.3.03:621.438.001:532.57-192

К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов

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

ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ В СИСТЕМАХ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА

Рассматривается проблема учета индивидуальных особенностей двигателей при мониторинге выработки ресурса газотурбинных приводов наземного оборудования. Одним из параметров, определяющих температурное состояние деталей турбины, является значение коэффициента теплоотдачи в текущих условиях на входе в рабочее колесо. Его значение зависит от скоростей газа (в относительном и абсолютном движении). Для определения значения скоростей по известным значениям измеряемых параметров предложено восемь моделей, основанных на уравнениях рабочего процесса двигателя. Присутствующие в этих уравнениях значения неизмеряемых параметров предложено связать с параметрами, определяющими режим работы, регрессионными соотношениями. Для получения этих соотношений, выбора наилучшей из рассмотренных моделей и ее верификации использована поузловая термогазодинамическая модель рабочего процесса. Дополнительные исследования выполнены для обеспечения устойчивости модели скоростей к изменению технического состояния проточной части и условий работы двигателя. Рассмотрено десять возможных дефектов. В результате обоснован выбор наилучшей модели для определения скоростей.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностирование, скорость, термогазодинамические модели.

Введение

Оценивание температурного и напряженного состояния критических деталей горячей части в текущих условиях обеспечивает высокий уровень надежности и эксплуатационного совершенства газотурбинных двигателей [1].

Для того, чтобы определить температурное состояние деталей, необходимо связать тепловые граничные условия со значениями измеряемых параметров проточной части.

В предшествующей работе [7] была решена задача формирования математических моделей простой структуры для определения статического давления на входе в рабочее колесо турбины. В данной статье решается такая же задача для определения скорости в абсолютном движении. Анализируются пять моделей, в результате анализа выбирается наилучшая модель. Анализ моделей включает рассмотрение точности и робастности к изменению технического состояния двигателя.

Список условных обозначений, сокращений и индексов

Обозначения

A, K	Коэффициенты
c	Абсолютная скорость
Ср	Удельная теплоемкость
F	Площадь

G	Массовый расход
$\overline{\mathrm{G}}$	Относительный массовый расход
k	Показатель адиабаты
L	Удельная работа
m	Коэффициент в уравнении
	расхода
Ν	Мощность
Nu	Число Нуссельта
n	Частота вращения
р	Давление
р ₀ = 01,3кПа	Стандартное давление
Pr	Число Прандтля
R	Газовая постоянная
Re	Число Рейнольдса
r	Радиус
q(λ)	Газодинамическая функция
	расхода
Т	Температура
$T_0 = 288,16 \text{ K}$	Стандартная температура
w	Относительная скорость
α	Коэффициент теплоотдачи
η	КПД
λ	Коэффициент теплопроводности,
	приведенная скорость
μ	Динамическая вязкость
π	Степень повышения
	(понижения) давления
$\pi(\lambda)$	Газодинамическое соотношение
	давления

© К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов, 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

ρ	Плотность
σ	Коэффициент восстановления
	лавления. СКО

Сокращения и индексы

алг	Результаты, полученные с помо-
	щью алгоритма
б	Базовый режим
BД	Каскад высокого давления
В	Воздух
BX	Вход
Г	Газ; сечение на входе в турбину
Κ	Компрессор
KC	Камера сгорания
МОД	Результаты, полученные с
	помощью термогазодинамической
	модели
НД	Каскад низкого давления
охл	Охлаждающий воздух
пр	Приведенное значение
ĊA	Сопловой аппарат турбины
СКО	Среднеквадратичное отклонение
СТ	Станционные нужды
Т	Турбина
ТВД-ТНД	Переходный канал между ТВД и ТНЛ
Т	Топливо
H	Параметры атмосферного
	возлуха
i	Номер параметра или режима
*	Параметры торможения
α	Угол межлу вектором абсолютной
	скорости и окружным
	направлением
β	Угол между вектором
	относительной скорости и
	окружным направлением
la	Осевой компонент вектора
	СКОРОСТИ
1u	Окружной компонент вектора
	скорости
	-

1. Постановка задачи

Для эффективного определения температурного и напряженного состояния деталей двигателя в любых эксплуатационных условиях необходимо знать их граничные условий теплообмена. Одним из основных параметров граничных условий теплообмена является коэффициент теплоотдачи α.

В работе [1] изменение коэффициентов теплоотдачи по режимам работы двигателя предлагается учитывать с помощью коэффициента по-

добия $K_{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_{\tilde{6}}}$. Этот коэффициент, который можно рассматривать как критерий подобия ус-

ловий теплообмена, позволяет определить значение коэффициента теплоотдачи в текущих условиях.

Для расчета α используются критериальные соотношения вида

$$Nu = A \cdot Re^{K} \cdot Pr^{m}, \qquad (1)$$

где
$$\operatorname{Nu} = \frac{\alpha \cdot \mathbf{r}}{\lambda}$$
, $\operatorname{Re} = \frac{\rho \cdot \mathbf{w} \cdot \mathbf{r}}{\mu}$, $\operatorname{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}$ - крите-

рии подобия;

К, А, т – коэффициенты, зависящие от геометрии детали и характера пограничного слоя.

Коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость газа зависят от температуры [5]:

$$\lambda = \lambda_{\delta} \left(\frac{T}{T_{\delta}} \right)^{0,76}, \quad \mu = \mu_{\delta} \left(\frac{T}{T_{\delta}} \right)^{0,64}.$$

Считая, что удельная теплоемкость изменяется незначительно, из соотношения (1) получим:

$$\alpha = \mathbf{A} \cdot (\mathbf{w} \cdot \mathbf{p})^{\mathbf{K}} \cdot \mathbf{T}^{0,76-1,64\mathbf{K}-0,12\mathbf{m}} \, .$$

Тогда

$$K_{\alpha} = \left(\frac{w}{w_{6}}\right)^{K} \cdot \left(\frac{p}{p_{6}}\right)^{K} \cdot \left(\frac{T}{T_{6}}\right)^{0,76-0,64K-0,12m}$$

Отсюда видно, что K_{α} зависит от w, p и T. Для мониторинга температурного и напряженного состояния деталей турбины высокого давления необходимо знать эти параметры. Значения скорости газа в относительном движении и статического давления и статической температуры газа не измеряются. Поэтому необходимо определить их с помощью моделей, связывающих эти значения с измеряемыми параметрами. В работе [7] нами получена модель для статического давления газа.

Статическая температура зависит от скорости газа в абсолютном движении:

$$T_{\Gamma.\Pi p} = T^*_{\Gamma.\Pi p} - \frac{c^2}{2C_{p,\Gamma}}.$$

Модель для $T_{r,np}^*$ получена в работе [2]. Поэтому для определения статической температуры необходимо формировать модель для скорости в абсолютном движении.

В этой статье применен аналогичный подход к формированию моделей скоростей в относительном и абсолютном движении. Основные требования к этим моделям:

- их аргументами должны быть измеряемые параметры проточной части;

 низкий уровень погрешностей определения скоростей;

- устойчивость (робастность) к индивидуальным особенностям проточной части двигателя.

2. Исходная информация

Объектом исследования является турбовальный ГТД с одновальным газогенератором и свободной турбиной. Для определения значений его параметров использовалась поузловая термогазодинамическая модель [3]. С помощью этой модели были получены значения параметров проточной части, соответствующие исправному и неисправному состояниям двигателя. Измеряемыми параметрами являются: частота вращения ротора высокого давления $n_{BД}$, температура и давление за Компрессором T_K^* , p_K^* , температура за CT T_{CT}^* и расход топлива G_T .

3. Формирование модели

Исходя из перечисленных выше требований к модели, они формируются на основе термодинамических связей искомых скоростей с и w на входе в рабочие лопатки турбины высокого давления с измеряемыми параметрами проточной части у_k. В этих связях могут присутствовать не измеряемые параметры. Эти параметры предложено объединять в коэффициенты A_i. Для учета зависимости этих коэффициентов от условий работы двигателя они представляются как функции измеряемых параметров проточной части. Эти функции формируются как регрессионные модели на основании информации, полученной с помощью термогазодинамической модели двигателя. Влияние внешних условий учитывается тем, что все параметры приводятся к стандартным атмосферным условиям.

На рис. 1 представлена структура алгоритма расчета скоростей с помощью данной модели.

Формирования моделей для определения скоростей в абсолютном и относительном движении основаны на термодинамических соотношениях и на основе анализа треугольника скоростей. После преобразования и приведения к стандартным условиям получим следующие модели: Модели для абсолютной скорости – Модель 1:

$$c_{np} = A_1 \cdot \sqrt{T_{r,np}^*}; \quad A_1 = \lambda(c_1) \cdot \sqrt{\frac{2k_r}{k_r + 1}} \cdot R_r \qquad (2)$$

- Модель 2:

$$c_{\rm np} = \frac{0.032 \cdot n_{\rm np} + A_{21}}{A_{22}}; \qquad (3)$$

$$A_{21} = w_{1u.пp}; A_{22} = \cos \alpha.$$

- Модель 3:

$$c_{\pi p} = \sqrt{A_3 + (0.032 \cdot n_{\pi p} + A_{21})}$$
 (4)

а.пр

$$A_3 = c_1$$

– Модель 4:

$$c_{\rm np} = \frac{T_{\rm r.np}^*}{p_{\rm K.np}^*} A_4$$
 (5)

$$A_4 = \frac{G_{\Gamma} \cdot R_{\Gamma}}{F_{\Gamma} \cdot \sin \alpha \cdot \sigma_{KC} \cdot \pi(\lambda)^{1/k_{\Gamma}}}$$



Рис. 1. Структура алгоритма определения скоростей

Модели для относительной скорости – Модель 5:

$$w_{np} = \sqrt{T_{r,np}^*} \cdot A_5; \ A_5 = \frac{\lambda(c_{1a}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_r}{kr+1} \cdot Rr}}{\sin\beta}; \ (6)$$

– Модель 6:

$$w_{np} = \sqrt{A_6 \cdot T_{r,np}^* + A_{21}^2} ; \qquad (7)$$

$$A_6 = \lambda (c_{1a}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k\Gamma}{k\Gamma + 1}} \cdot RI$$

- Модель 7:

$$w_{np} = \frac{A_{71} - 0.032 \cdot n_{np}}{A_{72}}$$
(8)

$$A_{71} = c_{1u.np}; \qquad A_{72} = \cos\beta.$$

– Модель 8:

 $w_{\pi p} = \sqrt{A_{81}^2 + (0.032 \cdot n_{\pi p})^2 - 0.064 \cdot n_{\pi p} \cdot A_{81} \cdot A_{22}}$

$$A_8 = \frac{c_{1a.np}}{\sin\alpha} \tag{9}$$

Модели 1, 4, 5, и 6 используют как аргумент Т^{*}_{г.пр}.В предыдущей работе [2] показано, что наилучшая модель для этого параметра имеет вид

$$\mathbf{T}_{\mathrm{r.np}}^{*} = \mathbf{T}_{\mathrm{TB}\mathcal{I}}^{*} + \left(\mathbf{a} \cdot \mathbf{G}_{\mathrm{r.np}} + \mathbf{b}\right) \cdot \left(\mathbf{T}_{\mathrm{K.np}}^{*} - \mathbf{T}_{0}\right).$$
(10)

Это выражение использовано в дальнейшем при анализе моделей 1, 4, 5 и 6.

Для формирования моделей коэффициентов с помощью поузловой термогазодинамической модели двигателя [3] были рассчитаны все его параметры в 245 точках, соответствующих различным рабочим условиям. В дальнейшем 122 точки, выбранные случайно, использовались для формирования регрессионных моделей коэффициентов C_i вида $C_i = f(x_{np})$, а остальные 123 – для определения точности и верификации моделей скорости. Полиномы различных порядков (до четвертого включительно) были получены для всех возможных аргументов

$$(G_{_{T,\Pi p}}, T^*_{_{K,\Pi p}}, p^*_{_{K,\Pi p}}, T^*_{_{TBJ,\Pi p}}, p^*_{_{TBJ,\Pi p}}, T^*_{_{CT,\Pi p}}, n_{_{BJ,\Pi p}})$$

4. Анализ методической и инструментальной погрешностей

Методическая погрешность (погрешность модели) определялась как

$$\delta c_{\text{MOA}} = \frac{c_{\text{Пр.АЛГ}} - c_{\text{Пр.МОА}}}{c_{\text{Пр.МОА}}}$$

где с_{пр.алг} - значение, рассчитанное с помощью упрощенной модели скорости;

спрмол - значение, рассчитанное с помощью термогазодинамической модели.

Анализ влияния порядка полиномов на методическую погрешность показал, что достаточно использовать полиномы первого, а для некоторых параметров - третьего порядка, так как дальнейшее увеличение порядка полинома снижает погрешность менее чем на 5%.

СКО инструментальной погрешности рассчитывалось по формуле

$$\begin{split} \sigma_{c,w} &= \sqrt{\sigma^2}; \ \sigma^2 = \left(\frac{\partial_{c,w,np}}{\partial y_j}\right)^2 \sigma_{y_j}^2 + \left(\frac{\partial_{c,w,np}}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_{x_i}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial_{c,w,np}}{\partial T_H^*}\right)^2 \sigma_{T_H^*}^2 + \left(\frac{\partial_{c,w,np}}{\partial p_H^*}\right)^2 \sigma_{p_H^*}^2, \end{split}$$

где у_і – измеряемый параметр, входящий в модель давления;

x_i – измеряемый параметр, используемый как аргумент регрессионной модели коэффициентов.

В табл. 1 представлены использованные значения СКО измерений.

Таблина 1 СКО погрешностей измерений (о,%)

p _H *	T _H *	п _{ВД}	G _T	p_{K}^{*}	T_{K}^{*}	р _{твд}	Т _{ТВД}	T _{CT} *
0,03	0,2	0,05	0,5	0,2	0,2	0,3	0,25	0,2

В табл. 2 и 3 представлены полученные значения погрешностей для скоростей в абсолютном и относительном движении соответственно. Общая погрешность определялась как сумма методической и инструментальной составляющих.

Таблина 2

	Поря-	Модели	СКО (м/с)			
Модель доі		коэффи- циентов	Методи- ческая	Инструмен- тальная	Общая	
1	1	$A_1 = f(T_{K.np}^*)$	1,84	0,59	2,44	
2	1	$A_{21} = f(T_{K.np}^{*});$ $A_{22} = f(n_{B\Pi.np})$	2,58	0,398	2,98	
3	1	$A_3 = f(T_{CT.np}^*);$ $A_{21} = f(T_{K.np}^*)$	2,45	0,459	2,91	
4	3	$A_4 = f(p_{K.np}^*)$	1,91	0,975	2,89	

Погрешности лучших моделей абсолютной скорости (исправный двигатель)

Таблица 3 Погрешности лучших моделей относительной скорости (исправный двигатель)

Модель	Поря-	Модели	СКО (м/с)			
	док	коэффи- циентов	Методи- ческая	Инструмен- тальная	Общая	
5	1	$A_5=f(p^*_{TBД.пp})$	1,66	0,24	1,90	
6	1	$A_{21}=f(T^*_{CT.np});$ $A_6=f(T^*_{K.np})$	1,58	0,33	1,91	
7	3	$A_{71}=f(p_{K.np}^{*});$ $A_{72}=f(n_{B,I.np})$	1,85	0,17	2,03	
8	1	A ₂₂ =f(T [*] _{K.пр}); A ₈ =f(n _{ВД.пр})	1,56	0,16	1,72	

Из табл. 2 видно, что наилучшей является модель 1 для определения приведенную абсолютную скорость. Из табл.3 следует, что наилучшей моделью для определения относительной скорости является модель 8.

5. Анализ робастности

Полученные выше результаты соответствуют модели идеального (исправного) двигателя. Реальные двигатели имеют индивидуальные отличия. Для обеспечения устойчивости моделей скоростей к индивидуальным особенностям двигателей необходимо выполнять анализ робастности (устойчивости) с использованием информации, сгенерированной с помощью термогазодинамической модели, в которую введены отклонения параметров, характеризующих изменение технического состояния узлов. Рассмотрены изменения 10 характеристик узлов, описанные отклонениями соответствующих параметров на 3%: снижение расходной характеристики компрессора, КПД компрессора, каскадов турбины, коэффициентов восстановления давления КС и переходного канала турбины, а также повышение расхода через каскады турбины и отбора воздуха на нужды внешних потребителей.

В таблице 4 представлены полученные значения среднеквадратичных отклонений значений скорости, соответствующих различным моделям, при изменении технического состояния узлов

Заключение

Анализ таблицы 2 показывает, что наилучшей является модель 1, модели 3 и 4 дают практически одинаковый результат. Модель 2 несколько хуже. Из табл. 4 видно, что модель 1 обладает высокой робастностью к изменениям состояния узлов двигателя. Эта модель более чувствительна к изменению КПД турбины высокого давления, гидравлического сопротивления в переходном канале между ТВД и СТ, а также к изменению площади критического сечения СТ. Эти недостатки можно устранять в будущем. Модель 1 можно рекомендовать к использованию для определения абсолютной скорости.

Из табл. 3 видно, что наилучшей является модель 8, модели 5 и 6 дают похожие результаты, а модель 7 - наихудшая. Анализ табл. 4 показывает, что модель 8 имеет невысокую робастность, она очень чувствительна к изменению КПД ТВД, площади критического сечения соплового аппарата ТВД и гидравлического сопротивления в переходном канале между ТВД и СТ. Модель 5 имеет самое низкое значение среднего отклонения. Поэтому для определения относительной скорости рекомендуется использовать модель 5.

Таблица 4

	Поря док	Исправный	δη _K -0,03	δG _K -0,03	$\begin{array}{c} \Delta\eta_{KC} \\ \textbf{-0,03} \end{array}$	бσкс +0,03	Δη _{ТВД} -0,03	$\substack{\delta F_{CA.TB\mathcal{A}}\\+0,03}$	Δσ _{твдст} +0,03	$\begin{array}{c} \Delta\eta_{CT} \\ \textbf{-0,03} \end{array}$	$\substack{\delta F_{CA.CT}\\+0,03}$	δG. _{ст} +0,03	среднее
СКО (м/с)													
Модель 1	1	1,84	1,87	1,77	1,98	1,78	3,53	1,72	3,75	1,85	3,63	1,64	2,31
Модель 2	1	2,58	5,08	3,82	2,73	3,07	12,54	2,69	8,40	2,55	8,00	2,42	4,90
Модель 3	1	2,45	4,38	3,75	2,57	2,67	11,03	2,26	7,60	2,54	7,44	2,26	4,45
Модель 4	3	1,91	6,53	2,61	2,11	2,10	4,52	6,18	1,46	2,13	1,36	1,94	2,99
Модель 5	1	1,66	4,13	2,29	2,57	2,49	4,35	2,70	3,54	2,64	3,73	2,46	2,96
Модель 6	1	1,58	2,73	2,37	1,67	1,61	7,24	3,32	4,96	1,62	4,81	1,40	3,03
Модель 7	3	1,85	3,94	5,29	1,91	6,49	5,81	8,99	4,26	1,59	3,95	1,66	4,16
Модель 8	1	1,56	1,47	1,35	1,64	1,49	8,73	5,63	5,75	1,39	5,40	1,38	3,25

Отклонения модели скоростей от параметров двигателя с различным состоянием узлов

Перечень ссылок

1. Олейник А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей : дис. д-ра техн. наук: 05.07.05 / Алексей Васильевич Олейник. - Х., 2006.- 240 с.

2. Maravilla C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011-46161. - 10 p. 3. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И.Кузнецов, И.Н. Богаенко и др.. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.

4. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В.В. Кулагин. — М.: Машиностроение, 2003. - 614 с.

5. Копелев С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208с. 6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели» / К.В. Холщевников. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.

7. Маравилла Эррера К., Формирование моделей для определения статического давления газа на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов//Авиационно-космическая техника и технология.-2011,-№3(80).-С. 58-63.

Поступила в редакцию 01.06.2011

К. Маравілля Эррера, С.В. Єпіфанов. Формування моделі для визначення швидкостей на вході до робочого колеса турбіни в системі моніторингу ресурсу

Розглядається проблема обліку індивідуальних особливостей двигунів при моніторингу вироблення ресурсу газотурбінних приводів наземного устаткування. Одним з параметрів, що визначають температурний стан деталей турбіни, є значення коефіцієнта тепловіддачі в поточних умовах на вході в робоче колесо. Його значення залежить від швидкостей газу (у відносному й абсолютному русі). Для визначення значення швидкостей по відомих значеннях вимірюваних параметрів запропоновано вісім моделей, заснованих на рівняннях робочого процесу двигуна. Присутні в цих рівняннях значення невимірюваних параметрів запропоновано пов'язати з параметрами, що визначають режим роботи, регресійними співвідношеннями. Для отримання цих співвідношень, вибору найкращої з розглянутих моделей та її верифікації використана повузлова термогазодінамічна модель робочого процесу. Додаткові дослідження виконані для забезпечення стійкості моделі швидкостей до зміни технічного стану проточної частини і умов роботи двигуна. Розглянуто десять можливих дефектів. В результаті вибір найкращої моделі для визначення швидкостей обгрунтован.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностування, швидкість, термогазодинамічні моделі, моніторинг ресурсу.

C. Maravilla Herrera, S.V. Yepifanov. Definition of models to determine the gas velocities at the inlet of the turbine's rotor in a life-time monitoring system

We consider the problem of taking into account the individual characteristics of the engines used on ground application during the monitoring of their lifetime. One the parameters determining the temperature state of the turbine components is the heat transfer coefficient during current conditions at the inlet of the turbine rotor. Its value depends on the gas velocities (in absolute and relative motion). Eight models based on equations describing the engine working process are proposed to find the value of the velocities. Within these equations are coefficients containing the unmeasured parameters, is proposed to connect them with parameters that determine the engine working mode using regression relationships. A thermo-gas dynamic model was used to generate and verify the models. Additional studies were performed to analyze the robustness of the models to changes in the technical state of the engine's gas path and running conditions. As result, the best models are chosen and recommended for further use in the calculation of speeds.

Key words: gas turbine engine, diagnostics, velocity, thermodynamic models, life-time monitoring.

УДК 537.523:538.4

А.А. Тропина

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ЛАМИНАРНОГО ПЛАМЕНИ

Получено аналитическое решение для скорости распространения ламинарного пламени для газа с внутренними степенями свободы с учетом зависимости константы скорости реакции от колебательной температуры. Показано, что увеличение вклада колебательной энергии в константу скорости реакции горения приводит к возрастанию скорости распространения ламинарного фронта пламени. Приведены данные о зависимости скорости распространения пламени от колебательной температуры для случая воспламенения неравновесной плазмой метановоздушной смеси стехиометрического и обедненного состава.

Ключевые слова: неравновесная плазма, скорость распространения пламени, аналитическое решение.

Введение

Проблема организации эффективного режима горения в двигателях внутреннего сгорания является достаточно актуальной задачей в связи с экологическими проблемами защиты окружающей среды от вредных выбросов токсических веществ. Решение этой проблемы напрямую связано с организацией устойчивого процесса горения обелненной смеси. в частности с реализацией бедного предела воспламенения на стадии формирования начального очага пламени. Известно, что нормальная скорость горения падает при уменьшении коэффициента избытка горючего, и для ее увеличения в этих условиях необходима соответствующая организация процесса воспламенения. Одним из способов реализации высокоэффективного процесса воспламенения является воздействие наносекундным импульсным разрядом. Использование такого разряда позволяет закачивать энергию электромагнитного поля в колебательные степени свободы газа и в нагрев электронов, вызывая отрыв колебательной температуры от поступательной температуры газа и от температуры электронов. При этом возникает вопрос, как вложенная таким образом энергия влияет на нормальную скорость распространения пламени.

1. Анализ последних публикаций

В последние годы в литературе появились работы, в которых авторы обсуждают возможные преимущества использования горения, стимулированного неравновесной плазмой наносекундного импульсного разряда, в различных приложениях, например, в камерах сгорания сверхзвуковых самолетов [1-3] или в двигателях внутреннего сгорания [4,5]. Все эти работы показывают увеличение эффективности процесса горения за счет роста полноты сгорания и снижение токсичности за счет дополнительной генерации радикалов разрядом. Недавние работы в этом направлении продемонстрировали возможность снижения периода задержки воспламенения углеводородных топлив с помощью неравновесной плазмы [6-8].

Однако, несмотря на усиливающийся интерес к проблемам горения, стимулированного неравновесной плазмой, до сих пор неясным остается вопрос о возможном влиянии неравновесной плазмы на скорость распространения ламинарного фронта пламени, в том случае, когда константа скорости реакции горения начинает зависеть от колебательной температуры.

2. Цель и решение задачи

Основной целью исследования является оценка влияния колебательной температуры на скорость распространения ламинарного фронта пламени. В первом приближении, такая оценка позволит ответить на вопрос о влиянии неравновесной плазмы разряда на процесс горения.

Рассмотрим необратимую одностадийную реакцию горения вида $A \rightarrow B$. Следуя [9], выражение для скорости распространения пламени в этом случае имеет вид:

$$\rho u = \sqrt{2 \frac{Q}{H_b - H_0} \int_0^1 \frac{\lambda}{c_p} W(z) dz}, \qquad (1)$$

где Q – тепловой эффект реакции горения,

 ${\rm H}_0$ — энтальпия продуктов сгорания,

H_b – энтальпия исходной горючей смеси,

W(z) — скорость одностадийной реакции горения.

© А.А. Тропина, 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

Предположим, что пламя распространяется по смеси газа с внутренними степенями свободы. Появление внутренних степеней свободы вызвано в данном случае воздействием неравновесного разряда. Пренебрегая процессами колебательно-поступательной релаксации, поскольку время колебательно-поступательной релаксации в молекулярных газах достаточно велико по сравнению с характерными временами химических реакций горения, влияние колебательной температуры газа на скорость химической реакции горения учтем введением в аррениусовскую зависимость константы скорости реакции средней

температуры $T_a = T^s T_V^{1-s}$ (при s = 0,5 — модель Парка [10]), зависящей от поступательной и колебательной температуры.

Выражение для скорости химической реакции горения в таком случае принимает вид

$$W = k_0 \rho^n a^n \exp\left(-\frac{E_a}{RT_a}\right),$$
 (2)

где E_a – энергия активации,

а - концентрация горючего компонента смеси.

Преобразуя аррениусовскую зависимость с помощью преобразования Франк-Каменецкого при «замороженной» колебательной температуре получим

$$W(z) = \exp\left(-\frac{E_a}{RT_b}\right) \exp\left(\frac{\frac{E(T_b - T_0)T_V^{1-s}}{RT_b^2}}{\cdot \left(Z^s - \frac{T_b}{(T_b - T_0)T_V^{s-1}}\right)}\right), \quad (3)$$

где $Z = \frac{T}{T_b - T_0}$ – безразмерная температура,

Т_b – температура продуктов сгорания.

Учитывая, что вклад в интеграл в выражении (1) дает только область интегрирования вблизи фронта пламени, а функция тепловыделения близка к дельта-функции, значения коэффициентов переноса λ , c_p можно считать постоянными и равными их значениям в продуктах сгорания при $T = T_b$.

Вводя обозначения $\theta(s) = \frac{E(T_b - T_0)}{RT_b^2} T_V^{1-s}$ и

$$B(s) = \frac{T_b}{(T_b - T_0)T_V^{1-s}}$$
 окончательное выражение

для подинтегрального выражения в (1) принимает вид

$$W(z,s) = \exp\left(-\frac{E}{RT_b}\right) \exp\left(\theta(s)\left(z^s - B(s)\right)\right).$$
(4)

Интеграл в выражении для скорости распространения пламени определится следующим образом

$$\int_{z_0}^{z_1} \frac{\lambda}{c_p} W(z) dz = \frac{\lambda_b}{c_p} k_0 \rho_b^n a_0^n e^{-E/RT_b} \cdot \int_{z_0}^{z_1} (1-z)^n \exp\left(\theta(s) \left(z^s - B(s)\right)\right) dz \qquad , \qquad (5)$$

где
$$z_0 = \frac{T_0}{T_b - T_0}$$
, $z_1 = \frac{T_1}{T_b - T_0}$.

При s = 1, когда скорость реакции зависит только от поступательной температуры газа, интеграл в выражении (5) может быть выписан в явном виде через гамма-функцию. Выражение для скорости распространения фронта пламени для такого случая приведено в монографии [9]. В общем случае при произвольном значении параметра s, введем коэффициент изменения ско-

рости распространения пламени как $\Psi = \frac{u_V}{u_0}$, где u_0 — скорость распространения ламинарного фронта пламени при аррениусовской кинетике, u_V — скорость распространения ламинарного фронта пламени при учете зависимости скорости реакции горения от колебательной температуры.

На рис. 1 представлены полученные зависимости коэффициента Ψ от безразмерной колебательной температуры при различных значениях параметра s. Кривые имеют два характерных участка, первый при $T_V < 1$ соответствует случаю горения в ионизированном газе, колебательная температура которого меньше поступательной температуры. В таком случае, наличие колебательной неравновесности приводит к замедлению химической реакции, причем степень снижения скорости реакции снижается с ростом s, т.е. с увеличением доли поступательной температуры в константе скорости химической реакции горения.


Рис. 1. Зависимость Ψ от безразмерной колебательной температуры.

Точка $\psi = 1$ соответствует решению Зельдовича. Более типичным для неравновесных разрядов является превышение колебательной температуры над поступательной температурой, что соответствует случаю $T_V > 1$. При этом увеличение вклада колебательной энергии в константу скорости реакции приводит к резкому возрастанию скорости распространения ламинарного фронта пламени. Отметим, что при типичных для углеводородного пламени значениях температур коэффициент усиления Ψ колеблется в пределах 1,1÷8, достигая максимума при s = 0,5.



Рис. 2. Зависимость скорости распространения пламени от безразмерной колебательной температуры (метановоздушная смесь, $\Phi = 1$)

Перейдя к размерным переменным, получим численные значения скорости распространения ламинарного пламени для метановоздушной смеси стехиометрического состава и обедненной смеси

с эквивалентным отношением $\Phi = 0.7$, которые представлены на рис. 2, рис. 3 для различных значений параметра s. В качестве характерной температуры продуктов сгорания выбиралось значение температуры адиабатического фронта пламени (для стехиометрической смеси $T_b = 2212$ K, для обедненной смеси $T_b = 1819$ K). В заключение отметим, что полученные значения скорости распространения пламени могут служить основой для экспериментальной оценки значения параметра s, т.е. для оценки вклада колебательной температуры в скорость химической реакции горения.



Рис. 3. Зависимость скорости распространения пламени от безразмерной колебательной

температуры (метановоздушная смесь, $\Phi=0.7$)

Выводы

Получено аналитическое решение для скорости распространения пламени для газа с внутренними степенями свободы с учетом зависимости константы скорости реакции горения от колебательной температуры.

Получены зависимости скорости распространения пламени от колебательной температуры для случая воспламенения неравновесной плазмой стехиометрической и обедненной метановоздушной смеси.

Перечень ссылок

1. Nonequilibrium plasmas and its applications for combustion and hypersonic flow control/ N.B. Anikin., E.I. Mintoussov, S.V. Pancheshnyi, D.V. Roupassov, V.E. Sych, A.Yu. Starikovskii // Proc. of the 41th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, Nevada, USA, 2003), AIAA-2003-1053.

2. Ignition of propane-air mixture by a sequence of nanosecond pulses/ S. Pancheshnyi, D.A. Lacoste, A.Bourdon, C.O. Laux // European Conf. for Aerospace Sciences (EUCASS), Moscow. – 2005. – №5.12.05(3).

3. Starikovskii A.Yu. Plasma supported combustion/ A.Yu. Starikovskii // Proc. of Comb. Inst. – 2005. – V.30. –P.2405-2417.

4. PuchkarevV. Energy efficient plasma processing of gaseous emission using a short pulse discharge / V.Puchkarev, M.Gundersen // Appl. Phys. Lett. – 1997. – Vol.71(23). – P. 3364-3366.

5. Comparative analysis of engine ignition sysytems / A.A.Tropina, L.Lenarduzzi, S.V.Marasov, A.P.Kuzmneko // IEEE Trans. on Plasma Science. – 2009. – Vol. 37. – P. 2286-2292.

6. Plasma assisted ignition and flameholding in high-speed flow / A. Klimov, A.B. Leonov, D.A.Yarantsev, A.P. Napartovich, I.V.Kochetov // Proc. of the 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, USA, 2006). – AIAA-2006-563.

7. Non-premixed plasma-assisted combustion of hydrocarbon fuel in high-speed airflow / A.Klimov,

V.Bittiurin, I.Moralev, B.Tolkunov, A.Nikitin, A.Velichko, I.Bilera // Proc. of the 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, USA, 2006). – AIAA-2006-617.

8. Tropina A.A. Mechanisms of combined lasermicrowave ignition / A.A. Tropina, J. Michael, M.Shneider, R.Miles // Proc. of 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Orlando, USA, 2011). -, AIAA -2011-1211.

9. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б.Зельдович, Г.И.Баренблатт, В.Б.Либрович, Г.М.Махвиладзе. - М.: Наука, 1980. - 478с.

10. ParkC. Review of Chemical–Kinetic Problems of Future NASA Missions, II: Mars Entries / C.Park, J.Jaffe, J.Howe, G.V.Candler //Journal of Thermophysics and Heat Transfer. – 1994. – Vol. 8, № 1. – P. 9–23.

Поступила в редакцию 30.05.2011

А.А. Тропіна. Вплив коливальної температури на швидкість розповсюдження ламінарного полум'я

Отримано аналітичний розв'язок для швидкості розповсюдження ламінарного полум'я для газу з внутрішніми ступенями вільності з урахуванням залежності константи швидкості реакції від коливальної температури. Показано, що збільшення внеску коливальної енергії в константу швидкості реакції горіння призводить до зростання швидкості розповсюдження ламінарного полум'я. Приведено дані щодо залежності швидкості розповсюдження полум'я від коливальної температури у випадку запалювання нерівноважною плазмою метаноповітряної суміші стехіометричного та збідненого складу.

Ключові слова: нерівноважна плазма, швидкість розповсюдження полум'я, аналітичний розв'язок.

A.A. Tropina. The vibrational temparature influence on the lamminar flame propagation velocity

The analytical solution for the laminar flame propagation velocity has been obtained for the gas with internal degrees of freedom and for the reaction rate dependence on a vibrational temperature. It was shown that the increase of the vibrational energy part in the combustion reaction rate leads to the increase of the laminar flame velocity. The data about the flame propagation velocity dependence on the vibrational temperature for the nonequilibrium plasma ignition of a lean and stoichiometric methane/air mixture are presented.

Key words: nonequilibrium plasma, flame propagation velocity, analytical solution.

УДК 621.43.056

Щвецов В.Л.¹, Решитько В.П.¹, Гринштейн М.И.¹, Костюк В.Е.², Кирилаш Е.И. ²

¹ ОАО «Турбоатом», Украина ² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК, ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА И ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ, ОСНАЩЕННОЙ СТРУЙНО-СТАБИЛИЗАТОРНЫМ ФРОНТОВЫМ УСТРОЙСТВОМ

Выполнено численное моделирование течения газа с горением и сложного сопряженного теплообмена в кольцевой камере сгорания газотурбинной установки ГТЭ-190, оснащенной струйно-стабилизаторным фронтовым устройством, с целью прогнозирования структуры течения, потерь полного давления, неравномерности температурного поля газа и теплового состояния камеры сгорания на этапе ее проектирования. Трехмерное реагирующее течение многокомпонентной газовой смеси, полагавшееся стационарным и несжимаемым, моделировалось системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замыкаемых полуэмпирической моделью турбулентности k — ε . Результаты численного моделирования опережающей разработки конструктивных решений и сокращения объема испытаний.

Ключевые слова: газотурбинная установка, камера сгорания, струйно-стабилизаторное фронтовое устройство, течение, горение, сопряженный теплообмен, численное моделирование.

Введение

Опыт проектирования газотурбинной установки ГТЭ-190 показал необходимость углубленного исследования рабочего процесса кольцевой камеры сгорания (КС), оснащенной струйно-стабилизаторным фронтовым устройством (ССФУ), с целью выработки эффективных конструктивных решений, обеспечивающей требуемые характеристики КС.

Прототипом ССФУ является струйная горелка с линейной компоновкой (СГЛ), разработанная в НТУУ «КПИ» [1] и в дальнейшем исследованная в том числе совместно с ОАО «Турбоатом» с Институтом газа НАН Украины (ИГ-НАНУ), которая хорошо зарекомендовала себя в системах термической и термокаталитической нейтрализации промышленных газовых выбросов, а также в блоках горелочных устройств на выхлопе ГТУ [2].

В настоящее время численное моделирование становится одним из наиболее экономичных и удобных способов анализа сложных газодинамических и тепловых процессов в узлах ГТУ [3 – 5].

В данной статье рассмотрены результаты численного моделирования течения газа с горением и сложного сопряженного теплообмена в кольцевой КС, оснащенной ССФУ, с целью прогнозирования структуры течения, потерь полного давления, неравномерности температурного поля газа и теплового состояния КС на этапе ее проектирования.

1. Математическая модель

Трехмерное течение смеси воздуха, топливного газа (метана) и продуктов сгорания, включавших 18 компонентов, находящихся в состоянии химического равновесия, полагавшееся стационарным и несжимаемым, моделировалось системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замыкаемых моделью турбулентности k — ε Ши и др. [6].

Полагалось, что мгновенное термохимическое состояние потока однозначно определяется консервативной скалярной величиной — безразмерной функцией Шваба-Зельдовича, которая имеет смысл массовой доли восстановленного топлива. Взаимодействие химических реакций, полагавшихся бесконечно быстрыми, и турбулентности описывалось с помощью функции плотности распределения вероятности, аппроксимируемой β-функцией.

Сопряженный теплообмен моделировался трехмерным уравнением сохранения энергии, которое в твердых внутренних стенках, полагавшихся тонкими, вырождалось в одномерное урав-

© Швецов В.Л., Решитько В.П., Гринштейн М.И., Костюк В.Е., Кирилаш Е.И., 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

нение теплопроводности. Лучистый теплообмен моделировался в диффузионном приближении путем разложения интенсивности излучения в ряд ортогональных сферических гармоник с использования первых четырех членов ряда (модель P-1).

Связь между термодинамическими параметрами устанавливалась уравнением состояния смеси идеальных газов.

Численное решение системы дифференциальных уравнений в частных производных (ДУЧП) отыскивалось в пределах расчетной области, охватывающей зеркально симметричную половину одногорелочного сектора (1/48) проточной части КС. Расчетная область покрывалась неравномерной неструктурированной гибридной сеткой, включавшей около 2 млн. ячеек в форме гексаэдров, тетраэдров и пирамид (рис.1).

В качестве граничных условий на входных границах расчетной области задавались направление потока, массовый расход реагента, полная температура, параметры турбулентности, массовая доля восстановленного топлива и ее дисперсия. На выходной границе задавалось нулевое избыточное статическое давление газа. На зеркально симметричных боковых границах задавалось условие непротекания. На омываемых газом границах твердых стенок задавались условия прилипания и равенства нулю турбулентной вязкости. На внешних стенках, ограничивающих расчетную область, задавалось условие нулевого теплового потока.

2. Методика расчета

Численное интегрирование ДУЧП осуществлялось итерационно методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов третьего порядка точности MUSCL ВанЛира [7]. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью алгоритма коррекции давления SIMPLE [8]. Значения переменных в пристеночных ячейках вычислялись с использованием эмпирических пристеночных функций.

Относительная потеря полного давления в КС вычислялась по формуле

$$\delta p^* = \frac{p_{\kappa}^* - p_{\Gamma}^*}{p_{\kappa}^*} \cdot 100 \%, \qquad (1)$$

где p_{K}^{*} и p_{Γ}^{*} – среднемассовые полные давления во входном и выходном сечениях КС соответственно.

Средний относительный подогрев газа в выходном сечении КС вычислялся по формуле

$$\Theta_{i,cp} = \frac{T_{i,cp}^* - T_{\kappa}^*}{T_{\kappa,cpm}^* - T_{\kappa}^*},$$
(2)

где $T^*_{i.cp}$ – средняя полная температура газа в i-м поясе замера; $T^*_{\Gamma.cpM}$ – среднемассовая полная температура газа в выходном сечении KC; T^*_{κ} – полная температура воздуха на входе в KC.



Рис. 1. Расчетная сетка в сечении, проходящем между топливными трубами

Среднемассовое по сечению значение параметра φ (полного давления, полной температуры) рассчитывалось по формуле

$$\varphi_{ceq} = \frac{\int \varphi \rho \left| \vec{v} \cdot d\vec{A} \right|}{\int \rho \left| \vec{v} \cdot d\vec{A} \right|} = \frac{\sum_{i=1}^{m} \varphi_{i} \rho_{i} \left| \vec{v}_{i} \cdot \vec{A}_{i} \right|}{\sum_{i=1}^{m} \rho_{i} \left| \vec{v}_{i} \cdot \vec{A}_{i} \right|},$$
(3)

где ρ — плотность; \vec{v} — скорость; \vec{A} — площадь; i — номер грани расчетной ячейки, принадлежащей данному сечению; m — количество граней расчетных ячеек, принадлежащих данному сечению.

3. Анализ полученных результатов

В рамках разработанной математической модели удалось получить расчетные оценки ряда характеристик одногорелочного отсека кольцевой КС, оснащенной ССФУ: термогазодинамической структуры течения, неравномерности температурного поля газа на выходе КС и теплового состояния ее стенок. Компьютерная визуализация результатов численного расчета показала, что в непосредственной близости от ССФУ и внутри жаровой трубы (ЖТ) течение имеет существенно трехмерную структуру, характеризующуюся наличием сложной системы вихревых шнуров и зон обратных токов, тогда как на диффузорном участке проточной части, предшествующем входу в ССФУ, сохраняется двухмерная осесимметричная структура потока. При этом основная доля (порядка 70 %) потерь полного давления в проточной части между компрессором и турбиной приходится на СФФУ и ЖТ. Поэтому эффективным способом их снижения может быть увеличение размеров отверстий.

Расчеты показали, что осевой поток воздуха, поступающий из диффузора КС, разделяется ЖТ на три части, две из которых, обтекая ЖТ снаружи, поступают в отверстия перфорации оболочек ЖТ, а одна (центральная) - в ССФУ, где, протекая через отверстия перфорации и шели. приобретает врашательное движение в двух взаимно противоположных направлениях по высоте ЖТ. В результате из каждой зеркально симметричной половины ССФУ в ЖТ истекают две противоположно закрученные струи, в результате чего внутри ЖТ образуется фронт пламени в виде 24 факелов, локализованных ниже по течению за стыками пластин ССФУ. Полученное в результате численного моделирования распределение температуры газа за ССФУ показано на рис. 2.



Рис. 2. Расчетная изоповерхность температуры газа $T_{\rm r}$ = 2150K за ССФУ

Поток воздуха, истекающий из отверстий перфорации ЖТ, образует вдоль стенок сплошную охлаждающую завесу. Продукты сгорания факела, смешиваясь с периферийными слоями холодного воздуха, истекающего из щелей между ССФУ и ЖТ, и с воздухом охлаждающей завесы стенок ЖТ, формируют поле температуры газа на выходе КС (рис.3).



Рис. 3. Расчетная радиальная эпюра среднего относительного подогрева газа в выходном сечении КС

Результаты расчета в целом подтвердили эффективность примененной системы охлаждения стенок КС: средние температуры всех оболочек КС не превысили допустимых значений. В то же время имеются локальные перегревы стенок жаровой пластины ССФУ, наружной ЖТ и наружной топливной трубы, что требует разработки соответствующих конструктивных мероприятий для их устранения.

Заключение

Результаты численного моделирования подтвердили возможность прогнозирования гидравлических характеристик, температурного поля газа и теплового состояния КС ГТУ, оснащенной ССФУ, с целью опережающей разработки эффективных конструктивных решений и сокращения объема испытаний.

Перечень ссылок

1. Пат. 34812 Укр., МПКF23D14/02, F23D14/ 22. Газовий пальник / Г.М. Любчик, Г.С. Марченко. — опубл. 2001, бюл. № 2.

2. Любчик Г.Н. Разработки НИО проблем горения НТУУ «КПИ» в направлении создания передовых технологий сжигания топлив //Энергетика: економика, технологии, экология, 2006, № 1. – С.83-92.

3. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В.Русанов, С.Д.Северин. – Х: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

4. Куценко Ю.Г. Применение численных методов газовой динамики для расчета камеры сгорания газотурбинного двигателя ПС-90А / Ю.Г. Куценко // Изв. вузов. Авиац. техника. — 2004. — № 3. — С. 67-71.

5. Srinivasa Rao M. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor/ M. Srinivasa Rao, G. Sivaramakrishna // Proceedings of ASME Turbo Expo. – Orlando, Florida, USA. – 2009 (June 8-12; GT2009-59928). – 8 p.

6. Shih T.-H. A New Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows Model Development and Validation / T.-H. Shih, W.W. Liou, A.Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995.– No. 24(3). – P. 227-238. 7. Van Leer B. Toward the Ultimate Concervative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method / B. Van Leer // Journal of Computational Physics. $-1979. - N_{\odot} 32. - C.101-136.$

8. Vandoormaal J.P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows / J.P. Vandoormaal, G.D. Raithby // Numer. Heat Transfer, 1984. No. 7. – P. 147-163.

Поступила в редакцию 01.07.2011

В.Л. Швецов, В.П. Решитько, М.І. Гринштейн, В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш. Прогнозування гідравлічних характеристик, температурного поля газа і теплового стану камери згоряння ГТУ, яка оснащена струминно-стабілізаторним фронтовим пристроєм

Виконано числове моделювання течії газу з горінням і складного спряженого теплообміну в кільцевій камері згоряння газотурбінної установки ГТЕ-190, яка оснащена струминно-стабілізаторним фронтовим пристроєм, з метою прогнозування структури течії, утрати повного тиску, нерівномірності температурного поля газу і теплового стану камери згоряння на етапі її проектування. Тривимірна реагуюча течія багатокомпонентної газової суміші припускалась стаціонарною і нестисливою і моделювалась системою осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, що замкнені напівемпіричною моделлю турбулентності $k - \varepsilon$. Результати числового моделювання підтвердили можливість прогнозування характеристик камери згоряння для випереджальної розробки конструктивних рішень і скорочення об'єму випробувань.

Ключові слова: газотурбінна установка, камера згоряння, струминно-стабілізаторний фронтовий пристрій, течія, горіння, спряжений теплообмін, числове моделювання.

V.L. Shvetsov, V.P. Reshitko, M.I. Greenshtein, V.Ye. Kostyuk, O.I. Kirilash. Prediction of hydraulic characteristics, gas temperature field and heat state of the gas turbine power plant combustor equipped with stream- stabilizered flame tube heat

Numerical simulation of the gas flow with combustion and complex conjugate heat exchange in the annular gas turbine power plant combustor GTE-190 equipped with stream-stabilizered flame tube heat is performed. The simulation goal is the prediction of the flow structure, total pressure drop, gas temperature field nonuniformity and heat state of the combustor during its design phase. Three-dimensional reacting flow of the multicomponent gas mixture supposed stationary and incompressible is simulated by the Reynolds averaged Navier-Stokes equations system, closed by the semiempirical $k - \varepsilon$ turbulence model. Numerical simulation results confirmed the possibility of the combustor characteristics prediction for the design concept anticipatory development and the test extent reduction.

Key words: gas turbine power plant, combustor, stream-stabilizered flame tube heat, flow, combustion, conjugate heat exchange, numerical simulation.

УДК 629.7.036.3

А.Н. Маркушин¹, А.В. Бакланов²

¹ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение» ²Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева «КАИ»

ЭТАПЫ МОДЕРНИЗАЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД СО СТУПЕНЧАТЫМ ПОДВОДОМ ВОЗДУХА ПО ДЛИНЕ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ

В статье описываются этапы модернизации серийной камеры сгорания газотурбинной установки НК-16СТ. Исследуется влияние конструкции горелочного устройства, перераспределение отверстий по длине жаровой трубы, изменение конструкции жаровой трубы на основные характеристики камеры сгорания. Подавление токсичных выбросов осуществляется «сухим» методом, т.е. без впрыска воды, пара или аммиака в тракт камеры сгорания. Данные мероприятия были проведены с целью улучшения экологических характеристик ГТУ, что позволило значительно снизить уровень выбросов токсичных веществ по сравнению с серийной КС.

Ключевые слова: камера сгорания, токсичность, горелочное устройство, экспериментальное исследование, модернизация, конструкция, газотурбинный двигатель, конвертирование.

Введение

В настоящее время газотурбинные двигатели находят все более широкое применение в качестве силовых установок в энергетике, нефтяной и газовой промышленности, то есть происходит процесс конвертирования авиационных газотурбинных двигателей, отработавших свой летный ресурс, в газотурбинные установки наземного применения.

В целях осуществления политики экологической безопасности, к ГТУ предъявляются все более жесткие требования на уровень выбросов в атмосферу токсичных веществ от сжигания топлива, в виде окиси углерода СО и окислов азота NO_x, поэтому проблема снижения выбросов токсичных веществ является актуальной. Токсичные выбросы ГТУ в первую очередь зависят от процессов, происходящих в камере сгорания (КС). Камеры, конструкция которых наследуется, в процессе конвертирования летного двигателя в наземные установки, принято называть традиционными.

Несмотря на большое разнообразие конструктивного выполнения и параметров рабочего процесса таких КС, в основе их работы лежит общий принцип: разделение объема камеры на зону горения и зону смешения. Так как непосредственно для горения топлива необходимо выделить только часть воздуха, проходящего через КС (первичный воздух), обеспечивая условия образования реакционно-способной смеси и высокую температуру процесса. Оставшаяся часть воздуха (вторичный воздух), минуя зону горения, через патрубки смесителей подается в зону смешения, где, смешиваясь с продуктами сгорания, обеспечивает заданный уровень температуры газов перед турбиной (рис. 1).



Рис.1. Конструктивная схема серийной камеры сгорания ГТД HK-16 СТ

К тому же постепенный подвод первичного воздуха по длине зоны горения, это условие которое накладывается обеспечением высокой эффективности процесса горения и, в первую очередь достижением заданного значения коэффициента полноты сгорания. Кроме того, введение струй первого пояса отверстий способствует формированию зоны обратных токов [1].

Этапы модернизации

В данной работе представлены технические решения, реализованные в ходе модернизации конструкции КС ГТУ НК-16СТ мощностью 16 МВт, созданной на базе авиационного газотурбинного двигателя НК-8-2У. Целью данной модернизации явилось снижение уровня эмиссии до значений $NO_x \le 100 \text{ мг/м}^3$, а СО $\le 300 \text{ мг/м}^3$.

© А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 Можно выделить основные конструктивные мероприятия, которые были выполнены в процессе модернизации серийной КС (рис.1.):

1. Изменение конструкции горелочного устройства.

2. Перераспределение отверстий по длине жаровой трубы;

3. Сокращение размеров жаровой трубы.

В конструкции фронтового устройства серийной - кольцевой камеры сгорания, вихревые газовые горелки (рис.2) устанавливаются равномерно по окружности между внутренней и наружной стенками жаровой трубы. Топливо, подаваемое газовыми форсунками 1 вдоль оси каждой из горелок, перемешивается в камере смешения 3 с закрученным в завихрителе 2 потоком воздуха. В результате в первичной зоне КС за сопловым насадком 4, каждой из вихревых горелок формируются потоки топливовоздушной смеси, имеющие приосевые циркуляционные области. Наличие таких областей обеспечивает ширкуляцию горячих продуктов сгорания и активных центров из зоны горения к корню факела свежей смеси, что создает условия для устойчивого воспламенения и стабилизации пламени.

На первом этапе испытаний изучалось влияние формы насадка горелочного устройства (рис 2 А, Б), на рабочий процесс КС при постоянном законе подвода воздуха по длине жаровой трубы. В работе исследовалось две формы насадка: диффузорный и конфузорный.



Рис.2. Схема горелочных устройств 1- струйная форсунка, 2- завихритель, 3- камера смешения, 4 - сопловой насадок

Исследования, проводимые на одногорелочном отсеке показали, что изменением конструкции горелочного устройства можно реализовать, как приосевое горение (рис. 3 б). В этом случае градиент поперечной скорости топливовоздушной смеси на выходе из соплового насадка максимален, что обеспечивает полное выгорание топлива на малой длине. Так же и периферийное горение (рис.3 а), которое имеет низкое значение градиента скорости в радиальном направлении на всей длине зоны рециркуляции потока топливовоздушной смеси в первичной зоне камеры сгорания.





а

Рис.3. Структура пламени на выходе из диффузорной (а) и конфузорной (б) горелки

В ходе испытаний полноразмерной камеры сгорания проводилось измерение радиальной и окружной эпюр неравномерности поля температуры газа. Для чего в выходном сечении ЖТ была установлена подвижная в окружном направлении шеститочечная гребенка термопар. Измерения показали, что на выходе из КС с конфузорным насадком в районе термопары №5 наблюдается увеличение температуры по сравнению с вариантом камеры, имеющим диффузорный насадок. Это позволяет считать, что конфузорная форма горелочного устройства формирует в ЖТ более горячее ядро потока. Процесс объясняется смыканием вихревого слоя и уменьшением поперечных размеров зоны рециркуляции, что привело к локализации высокотемпературных масс газа в приосевой области горелки [2].

Поэтому, для эффективного уменьшения поверхностей пламени со стехиометрическим составом было реализовано техническое решение, основанное на локальном обеднении смеси в горячей приосевой зоне (рис. 2 вариант II). Данное решение заключается в доработке горелочного устройства, путем организации между форсункой и завихрителем кольцевого канала. В результате чего была обеспечена на ~15% большая площадь проходного сечения горелочного устройства, чем в исходном серийном варианте. Это мероприятие позволило снизить температуру ядра потока и привести радиальную эпюру в соответствие с нормами ТУ (рис. 4).



Рис. 4. Влияние конструктивного варианта на радиальную эпюру температурного поля в выходном сечении КС. ×-конфузор; □-диффузор; Δ-конфузор с кольцевым





Рис.5. Распределение относительных площадей отверстий по длине базовой и модернизированной КС

К тому же, не смотря на существенное уменьшение размеров зоны рециркуляции, камеры сгорания с конфузорными горелками показали весьма высокую полноту сгорания по сравнению с горелками, имеющими диффузорный насадок (рис. 6), что привело к существенному снижению выброса СО. Однако основная цель, уменьшение NO_x до заданного уровня, не была достигнута на данном этапе (рис. 7). Здесь измерения концентрации токсичных веществ были проведены в составе полноразмерного двигателя НК-16СТД на режиме максимальной мощности и приведены к условному содержанию кислорода в выхлопных газах, равному 15%.



Рис.6. Характеристики полноты сгорания топлива на выходе из КС ×-конфузор; □-диффузор; Δ-конфузор с кольцевым

каналом; ∞-КС с перераспределенным воздухом; ∘-укороченная КС



Рис. 7. Концентрации СО и NO_x камер с: 1 - диффузором (серийная); 2 - конфузором; 3 -конфузором и кольцевым каналом; 4 - перераспределенным воздухом, 5 - укороченной ЖТ

Второй этап работ основан на доработке жаровой трубы, путем перераспределения отверстий по ее длине, где в зону горения модернизированной КС, было подведено большее количество воздуха по сравнению с базовым вариантом (рис. 5), что осуществлялось за счет уменьшения проходных сечений патрубков смесителей, расположенных в зоне смешения и организации дополнительного ряда отверстий в зоне горения. Дополнительная масса воздуха способствовала уменьшению уровня температур в зоне горения, что так же повлияло на снижение выхода NO,, так как большая их часть формируется в зоне высоких температур. Данное мероприятие не ухудшило температурную неравномерность. Однако несколько снизилась полнота сгорания, так как главным фактором, влияющим на ее показатель, является состав смеси в первичной зоне. Поэтому обеднение смеси и привело к ее

снижению, и как следствие к повышению выхода СО (рис. 7).

Исходя из полученных данных было принято решение, сохранив последний вариант подвода воздуха и конфузорную горелку с щелевым каналом укоротить жаровую трубу на 40% с 0,575 до 0,347м. Вследствие этого, уменьшить время

пребывания τ_{np} газов в КС с 11мс – базовая КС до 7 мс – укороченная КС, что способствовало снижению выбросов NO_x [3].

Выводы

В результате внедрения указанного комплекса технических решений получен конечный значительный эффект — снижения выбросов NO_x с 150 до 88 мг/м³, рис. 7. При этом произошло закономерное ухудшение характеристик устойчивости горения — «срывные характеристики»,

выбросы СО не вышли за планируемые пределы, однако ухудшились по сравнению с вариантами камер, исследуемых на первом этапе.

Перечень ссылок

1. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2006. -220 с.

2. Ланский А.М, Лукачев С.В, Матвеев С.Г. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД. Самара: СНЦ РАН, 2009. -335с

3. Маркушин А.Н., Меркушин В.К., Бакланов А.В. Снижение токсичности выхлопных газов в конвертированном авиадвигателе путем модернизации конструкции камеры сгорания// Вестник двигателестроения. Запорожье. −2010. №2. с. 136-140.

Поступила в редакцию 19.06.2011

А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов. Етапи модернізації камери згоряння ГТД із ступінчастим підведенням повітря по довжині жарової труби

У статті описуються етапи модернізації серійної камери згоряння газотурбінної установки НК-16СТ. Досліджується вплив конструкції пальникового пристрою, перерозподіл отворів по довжині жарової труби, зміна конструкції жарової труби на основні характеристики камери згоряння. Придушення токсичних викидів здійснюється «сухим» методом тобто без упорскування води, пари або аміаку в тракт камери згоряння. Дані заходи були проведені з метою поліпшення екологічних характеристик ГТУ, що дозволило значно знизити рівень викидів токсичних речовин в порівнянні з серійною КС.

Ключові слова: камера згоряння, токсичність, пальниковий пристрій, експериментальне дослідження, модернізація, конструкція, газотурбінний двигун, конвертація.

A.N. Markushin, A.V. Baklanov. Reconstruction steps of gte combustion chamber with stepwise injection of air downstream the flame tube

This article describes improvements made to the NK-16ST gas turbine engine main combustor. Different researches results are represented. These results include burner and flame tube design affection on the characteristics of the main combustor and redistribution of the holes alongside flame tube. In order to decrease toxic emission «dry» method is used, that requires no use of water, vapor or ammonium hydrate injection.

Measures listed above allow to reduce toxic emission significantly comparing to the serial main combustor.

Key words: the combustion chamber, toxicity, experimental research, modernisation, a design, gas turbine engine, converting.

УДК 629.7.036.3

Нгуен Минь Суан¹, Нгуен Ван Тхинь², Данг Ван Кхиен³

¹ Академия им. Ле Куи Дона, Вьетнам ² Авиационный университет, Вьетнам

³ Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ (ГТСВО)

При работе авиационного газотурбинного двигателя детали турбины охлаждаются воздухом, вследствие чего обеспечивается прочность конструкции и технический ресурс. Однако при этом эффективность турбины и двигателя уменьшается. Причиной этого является расход воздуха, отбираемого от компрессора для охлаждения конструктивных элементов турбины, в том числе для охлаждаемых лопаток турбины. Для повышения эффективности турбины необходимы исследования влияния различных факторов, связанных с выходом охлаждающего воздуха в проточную часть турбины. Исследование выполнено на модели современного авиационного газотурбинного двигателя АЛ-31Ф.

Ключевые слова: коэффициент скорости, потери на трение, профильные потери.

1. Расчетная модель

1.1 Основные уравнения ГТСВО

Для исследования основных характеристик ГТСВО, рассмотрим ступень турбины, схема которой приведена на рисунке 1.



Рис. 1. Схема ступени турбины: 0 - сечение перед сопловыми аппаратами; 1- сечение перед рабочим колесом; 2 - сечение за рабочим колесом

Из рассмотрения треугольников скоростей перед и за рабочим колесом, можно получить безразмерные параметры температур газов в меж-лопаточном канале и за ступенью турбины

$$\overline{T}_{w}^{*} = \frac{T_{w}^{*}}{T_{0}^{*}} =$$

$$= 1 - (1 - \tau_{dn}) \cdot (2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{T}} \cos \alpha_{1} \cdot y - y^{2}); \quad (1)$$

$$\overline{T}_{2}^{*} = \frac{T_{2}^{*}}{T_{0}^{*}} = \tau_{dn} + (1 - \tau_{dn}) \cdot \overline{c}_{2}^{2} \qquad (2)$$

Зависимости безразмерной относительной и абсолютной скоростей от коэффициентов потерь ϕ , ψ , степени реактивности ρ_T и у имеют следующий вид:

$$\bar{\mathbf{c}}_{1u} = \boldsymbol{\varphi} \cdot \sqrt{1 - \boldsymbol{\rho}_{\mathrm{T}}} \cdot \cos \alpha_{1}; \qquad (3)$$

$$\overline{\mathbf{w}_{1}^{2}} = \varphi^{2} \cdot (1 - \rho_{\mathrm{T}}) + y^{2} - \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot \mathbf{v} \cdot \sqrt{1 - \rho_{\mathrm{T}}} \cdot \cos \alpha_{1}; \qquad (4)$$

$$\overline{w}_{2dn} = \sqrt{\overline{w}_1^2 + \varepsilon_1 \cdot \rho_T}$$
, где ($\varepsilon_1 = T_1/T_{1dn}$); (5)

$$\bar{c}_{2a}=\phi\cdot\sqrt{\left(1-\rho_{T}\right) }\cdot\sin\alpha_{1}\times$$

>

$$\left(1 + \frac{1 - \tau_{dn}}{\tau_{dn}} \cdot \rho_T\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{h_1}{h_2}; \qquad (6)$$

$$\overline{w}_{2u} = \sqrt{\psi^2 \cdot \overline{w}_{2dn}^2 - \overline{c}_{2a}^2};$$
 (7)

$$\bar{c}_{2u} = \bar{w}_{2u} - y; \qquad (8),$$

$$tg\alpha_2 = \bar{c}_{2a}/\bar{c}_{2u} , \qquad (9)$$

где α₂ – выходной угол потока за турбиной; h₁, h₂ – высоты лопаток соплового аппарата и рабочих лопаток.

© Нгуен Минь Суан , Нгуен Ван Тхинь, Данг Ван Кхиен, 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

- 83 -

Из уравнений (1) и (2) видно, что если перепад температур постоянный $(1-\tau_{dn})=$ const с увеличением параметра у, \overline{T}_w^* и \overline{T}_2^* немного уменьшаются. Если перепад температур $(1-\tau_{dn})$ увеличивается, то \overline{T}_w^* и \overline{T}_2^* резко уменьшаются. Увеличение перепада температур при постоянной частоте вращения (u =const), приводит к уменьшению параметра у. Это видно, если (1) представить в следующем виде:

$$\overline{T}_{w}^{*} = 1 - \frac{k_{kc} - 1}{k_{kc} + 1} \cdot \lambda_{u}^{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{T}} \cdot \cos \alpha_{1}}{y} - 1\right), \quad (10)$$

где:
$$\lambda_u^2 = \frac{u^2}{a_{th}^2} = \frac{k_{kc} + 1}{k_{kc} - 1} \cdot (1 - \tau_{dn}) \cdot y^2 - \kappa o \Rightarrow \phi \phi u$$
-

циент, характеризующий частоту вращения;

$$a_{th} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{kc}}{k_{kc} + 1}} \cdot R_{kc} \cdot T_0^* -$$
критическая скорость.

1.2 Характеристики охлаждаемой ступени турбины

Коэффициент полезного действия охлаждаемой турбины

Аэродинамическая эффективность турбины с охлаждением представляется мощностным коэффициентом полезного действия η_{hd} и η_{hd}^* , которые определены по формуле:

$$\eta_{\rm hd} = \frac{N_{\rm T}}{G_{\rm kc} \cdot H_{\rm kc.dn} + \sum_{\rm i} G_{\rm lmi} \cdot H_{\rm lm.dni}}; \qquad (11)$$

$$\eta_{hd}^{*} = \frac{N_{T}}{G_{kc} \cdot H_{kc.dn}^{*} + \sum_{i} G_{lmi} \cdot H_{lm.dni}^{*}}, \quad (12)$$

где: N_T – мощность турбины; G_{kc} – расход газа перед сопловыми аппаратами (основной поток);

G_{lmi} – расход воздуха для охлаждения іого канала;

 $H_{kc,dn}$; $H_{lm,dni}$; $H^*_{kc,dn}$; $H^*_{lm,dni}$ – соответственно статическое и заторможенное значения энергий основного потока и потока воздуха для охлаждения при адиабатном условии (dn). Они определяются формулами:

$$H_{kc.dn} = \frac{c_{kc.dn}^2}{2} = c_{pkc} \cdot T_{kc0}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{kc0}^*}\right)^{\frac{k_{kc}-1}{k_{kc}}} \right]; \quad (13)$$

$$H_{lm.dni} = \frac{c_{lm.dni}^2}{2} =$$

$$= c_{plm} \cdot T_{lm0i}^{*} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{lm0i}} \right)^{\frac{k_{lm}-1}{k_{lm}}} \right];$$
(14)

$$H_{kc.dn}^{*} = c_{pkc} \cdot T_{kc0}^{*} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2}^{*}}{p_{kc0}^{*}} \right)^{\frac{k_{kc}-1}{k_{kc}}} \right]; \quad (15)$$

$$H_{lm.dni}^{*} = c_{plm} \cdot T_{lm0i}^{*} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2}}{p_{lm0i}} \right)^{\frac{k_{lm}-1}{k_{lm}}} \right]. (16)$$

При наличии отверстий или каналов для выхода воздуха в каналы сопловых аппаратов, считаем начальные расход и температуру газа такие же, как их средние значения в горле сопловых аппаратов, это значит: $G_{kc} = G_{kc0} + G_{lmh}$;

$$T_{kch}^{*} = T_{kc0}^{*} \cdot \left(1 + \overline{G}_{lmh} \cdot \overline{i}_{lm0}^{*}\right) / \left(1 + \overline{G}_{lmh} \cdot \frac{c_{plm}}{c_{pkc}}\right),$$

где: G_{lmh} - расход воздуха для охлаждения, выходящего из самого узкого сечения канала (горла решетки). Формулы (11) и (12) можно представить в таком виде:

$$\eta_{\rm hd} = k_{\rm tc} \cdot \eta_{\rm tc} \,; \tag{17}$$

$$\eta_{hd}^* = k_{tc}^* \cdot \eta_{tc}^* , \qquad (18)$$

где: η_{hd}, η^{*}_{hd} - вторичный мощностной к.п.д и вторичный к.п.д. по параметрам заторможенного потока. Вторичный к.п.д. определяется по формуле:

$$\eta_{\rm tc} = \frac{N_{\rm T}}{G_{\rm kc} \cdot H_{\rm kc.dn}}; \tag{19}$$

$$\eta_{tc}^* = \frac{N_T}{G_{kc} \cdot H_{kc.dn}^*}.$$
 (20)

k_{tc} - коэффициент отношения вторичной энергии;

$$\mathbf{k}_{\rm BT} = \frac{\mathbf{G}_{\rm 0.\Pi.} \cdot \mathbf{H}_{\rm 0.\Pi.ad}}{\mathbf{G}_{\rm 0.\Pi.} \cdot \mathbf{H}_{\rm 0.\Pi.ad} + \sum_{\rm III} \mathbf{G}_{\rm 0X\Pi.i} \cdot \mathbf{H}_{\rm 0X\Pi.ad,i}} =$$

$$=\frac{1}{1+\sum_{i}G_{\text{охл.}i}\cdot\frac{H_{\text{охл.}aд.i}}{H_{\text{о.п.ag}}}};$$
 (21)

$$k_{BT}^{*} = \frac{1}{1 + \sum_{i} G_{0XJ,i} \cdot \frac{H_{0XJ,aJ,i}^{*}}{H_{0,T,aJ}^{*}}}$$

Анализ эффективности работы турбины с охлаждением

Для оценки влияния основных параметров на термогазодинамическую эффективность, необходимо устанавливать соотношение коэффициентов полезного действия с термогазодинамическими параметрами и условием охлаждения. Поскольку коэффициенты полезного действия находятся во взаимодействии друг с другом, необходимо определить соотношение вторичного мощностного к.п.д η_{tc}.

По формуле Эйлера, мощность ступени турбины с охлаждением с постоянным средним диаметром определяется

$$\mathbf{N}_{\mathrm{T}} = \mathbf{u} \cdot \left(\mathbf{G}_{1} \cdot \mathbf{c}_{1u} + \mathbf{G}_{2} \cdot \mathbf{c}_{2u} \right);$$

где: $G_1 = G_{kc} + G_{lm,TBF}$ и $G_2 = G_1 + G_{lm,BCT}$ - расходы рабочего газа перед и за рабочим колесом; $G_{lm,TBF}$ и $G_{lm,BCT}$ - расход охлаждающего воздуха, проходящего через сопловой аппарат и рабочее колесо.

Отношение мощности ступени к энергии основного потока определяется:

$$\eta_{tc} = 2 \cdot y \cdot \overline{G}_1 \cdot \left(c_{1u} + \overline{G}_2 \cdot c_{2u} \right), \qquad (22)$$

где: $\overline{G}_1 = G_1 / G_{kc} = 1 + \overline{G}_{lm,TBF}$

 $\overline{G}_2 = G_2 / G_{kc} = 1 + \overline{G}_{lm,BCT}$ - относительные расходы рабочего тела перед и за рабочим колесом. Поставив уравнения с (3) по (8) в уравнение (22) получим:

$$\eta_{BT} = 2 \cdot y \cdot G_1 \left\{ \phi \sqrt{1 - \rho_T} \sin \alpha_1 + G_2 \times \left(\sqrt{\psi^2 \left[\phi^2 \left(1 - \rho_T \right) - y \left(2\phi \sqrt{1 - \rho_T} \cos \alpha_1 \right) + \frac{1}{\rho_T} \right] - c_{2a}^2 - y} \right) \right\}$$
(23)

Зависимость (23) разрешает оценить вторичный к.п.д турбины с охлаждением по его пара-

метрам: $\phi, \psi, \alpha_1, \rho_T, y, \overline{G}_{lm,TBF}, \overline{G}_{lm,BCT}$ и \overline{c}_{2a} .

Задачу определения к.п.д турбины с охлаждением можно разделить на 2 более простые задачи: определение термогазодинамики турбины с охлаждением и определение скоростного коэффициента φ по параметрам ступени, основного потока и внешних параметров системы охлаждения.

2. Решение задачи

2.1 Условия решения задачи

Для определения термогазодинамики турбины, прежде всего необходимо определить термогазодинамические параметры двигателя [3]. Процесс определения термогазодинамических параметров двигателя с условиями определения и данными, заданы в таблицах и блок-схеме 3.

2.2 Определение термогазодинамических параметров турбины с частичным охлаждением и с полным охлаждением, согласование работы системы компрессор — турбина

Предварительное определение термогазодинамики двигателя

Результаты определения характеристик изображаются на рисунках 4 и 6.

Построение совместной рабочей линии турбины и компрессора низкого давления

Уравнение совместной работы системы турбина — компрессор низкого давления:

$$\frac{T_X^*}{T_1} = 1 + l_{kTA};$$

$$m = \frac{\text{const}}{q(\lambda_X)}; q(\lambda_X) = q(\lambda_1) \frac{F_1}{F_X} \frac{1}{\Pi_{kTA}^*} \sqrt{\frac{T_X^*}{T_1^*}};$$

$$\frac{\Pi_{kTA}^*}{q(\lambda_1)} = \text{const} \frac{\sqrt{l_{kTA}}}{\Pi_{kCA}^* (m+1)}.$$



Рис. 3. Блок-схема алгоритма определения рабочей линии совместной работы турбины – компрессора

После определения термогазодинамики двигателя и 1-ой ступени турбины, находятся термогазодинамические параметры и геометрические параметры для определения потерь и к.п.д. После этого, определяется рабочая линия совместной работы турбины и компрессора высокого давления и компрессора низкого давления, чтобы исследовать зависимость к.п.д от частоты вращения и также определить оптимальные рабочие точки на линии характеристики. Это необходимо для оценки изменения к.п.д двигателя.

Используя интерполяцию Ньютона определим зависимости параметров по совместной рабочей характеристике компрессора — турбины:

$$q(\lambda_{X}) = f_{1}(\overline{n}_{CA}); \ \pi^{*}_{K.CA} = f_{2}(\overline{n}_{CA});$$
$$\overline{n}_{CA} = f(q(\lambda_{X})).$$



Рис. 4. График совместной рабочей линии компрессора – турбины низкого давления

Исходные данные при $\overline{n}_{CA} = 100\%$:

$$\pi^*_{k,CAtt} = 6,67; \ q(\lambda_X)_{CAtt} = 0,8743; \eta^*_{CAtt} = 0,8.43$$

Уравнение рабочей линии на характеристике компрессора высокого давления

$$q(\lambda_{1CA}) = \frac{\pi_{KCA}^*}{\sqrt{l_{KCA}}} \cdot C; \quad C = A\sqrt{l_{KCA}} \cdot B = \text{const};$$
$$B = \frac{c_{pt}}{c_p} \eta_{mCA} \eta_{ttCA} (1 - g_{lm} + g_{nl});$$
$$A = \frac{m_{kc}F_{0t}\sigma_{BD}\mu_{ca}q(\lambda_{ca})}{m_k F_{ICA} (1 - g_{lm} + g_{nl})}.$$

Алгоритм построения совместной линии турбины — компрессора высокого давления строится аналогично.

Для каждого значения оборотов \overline{n}_{CA} , построим кривые зависимостей функций на характеристике компрессора высокого давления:

 $\pi_{kCA}^{*} = f_{1}\big(q\big(\lambda_{X}\,\big)\big)\,; \ \eta_{kCA}^{*} = f_{2}\big(q\big(\lambda_{X}\,\big)\big).$

2.3 Оценка эффективности турбины двигателя с охлаждением

Зависимость коэффициента скорости ф от дополнительных потерь в системе охлаждения

Для выяснения зависимости коэффициента φ от дополнительных потерь в системе охлаждения лопаток турбины (СОЛТ) используется уравнение равновесия энергии и работы распространения потока перед перемешиванием и смеси в сечении за сетью. Имея $\zeta_{pr} = \zeta_{pr0} + \delta \zeta_{pr}$ - коэф-

фициент профильных потерь в СОЛТ; ζ_{pr} - изменение профильных потерь в СОЛТ из-за потерь на трение в не изотермической границе поверхности охлаждаемых лопаток, вследствие изменения потерь на трение или потерь на краю области подачи охлаждающего воздуха.



Рис. 5. Блок-схема алгоритма определения рабочей линии совместной работы турбины — компрессора с учетом охлаждения



Рис.6. График совместной работы компрессора – турбины высокого давления

$$G_{kc} (1 - \zeta_{pr}) \frac{c_{kc.dn}^2}{2} + A_{kklm} - A_{hh} - A_Q =$$
$$= (G_{kc} + G_{lm}) \frac{c_l^2}{2}$$
(24)

 $\zeta_{\rm pr0} = \zeta_{\rm ms0} + \delta \zeta_{\rm ml0}$ - профильные потери в этой системе без охлаждения и $G_{\rm lm}$ =0; $\zeta_{\rm ms0}$; $\zeta_{\rm ml0}$ – потери на трение на кромках лопаток без охлаждения $G_{\rm lm}$ =0.

После преобразования и сокращения получается:

$$\varphi \frac{c_1}{c_{kc.dn}} =$$
(25)

$$=\sqrt{\frac{1}{1+\overline{G}_{lm}}\left(1-\zeta_{pr0}-\zeta_{hh}+\zeta_{kklm}-\zeta_{Q}-\delta\zeta_{pr}\right)};$$

где: ζ_{hh} ; ζ_{kklm} ; ζ_Q – коэффициенты потерь перемешивания потока, энергии выходящего потока, потери тепла в лопатках соответственно.

Имея \overline{G}_{lm} ; ζ_{pr0} ; $\zeta_{lm} << 1$, уравнение (25) примет вид:

$$\varphi = \varphi_0 + \delta \varphi_{\rm lm} \,, \tag{26}$$

где: $\phi_0 = 1 - 0.5\zeta_{pr0} - коэффициент скорости в$ $СОЛТ без охлаждения; <math>\delta \phi_{lm} = -0.5\phi_{lm} =$

$$=0,5\left(\zeta_{kklm}-\zeta_{hh}-\zeta_{Q}-\delta\zeta_{pr}-\overline{G}_{lm}\right);$$

ζ_{lm} – коэффициент, учитывающий влияние потерь из-за охлаждения и истечения воздуха в текущем канале на коэффициент скорости СОЛТ.

Из (26) видно, что коэффициент скорости СОЛТ ϕ равняется сумме коэффициентов ϕ_0 сети без охлаждения и приращения коэффициента скорости δφ_{lm} из-за охлаждения и истечения в текущий канал.

Оценка профильных потерь в сети без охлаждения

В соответствии с вышеизложенным для определения φ_0 необходимо знать $\zeta_{pr0} = \zeta_{ms0} + \delta \zeta_{ml0}$. Потери на трение φ_{ms0} характеризуются вязкостью воздуха в сети и определяются по толщине потери импульса δ^{**} :

$$\varphi_{\rm ms0} = 2 \frac{\delta_1^{**} + \delta_b^{**}}{a_2} \ ; \tag{27}$$

где: δ_l^{**} , δ_b^{**} — толщина потерь на выпуклой и вогнутой поверхности профилей лопаток;

а₂ – площадь сечения сети; толщина потери импульса определяется приблизительно:

$$\delta^{**} \approx 4 \cdot \delta/15 = 4/15 \cdot \left(5, 2 \cdot \sqrt{\upsilon \cdot b/c_{\infty}}\right) \quad (28)$$

где: δ — толщина слоя; υ — коэффициент вязкости; c_{∞} - скорость течения без помех; b средняя хорда профиля лопатки.

Для оценки потерь на кромке, используется формула Стефана: $\zeta_{ml0} = 0, 2 \overline{d}_2$.

Где $\bar{d}_2 = d_2/a_2$ — относительное значение диаметра кромки.

Оценка дополнительных потерь из-за охлаждения и истечения на границе выхода воздуха

Изменение профильных потерь $\delta \zeta_{pr}$ зависит от потерь при неизотермическом течении ζ_{ms} и уменьшения потерь на границе $\delta \zeta_{ml}$:

$$\delta \zeta_{\rm pr} = \zeta_{\rm ms} + \delta \zeta_{\rm ml}$$

Расчет показал, что при $T_1/T_{kc0}^* = 0.8...0.75$ потери на трение при неизотермическом течении увеличивается на 20...30% по сравнению со значением в аналогичной сети без охлаждения.

Берем
$$\delta \zeta_{\rm ms} = 0,005...0,01.$$
 (29)

Относительное уменьшение потерь на границе зависит от относительной ширины $\Delta/d2$, относительной скорости (\bar{c}_{lm}) и плотности воздуха, приблизительно определяется

$$\delta \overline{\zeta}_{ml} = \frac{\delta \zeta_{ml}}{\zeta_{ml0}} = a_{ml} \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{d_2} \cdot \frac{\rho_{lm}}{\rho_{kc}}} \sqrt[3]{\overline{c}_{lm}}.$$
 (30)

Следовательно, можно оценить потери на границе:

$$\delta \zeta_{\rm ml} = a_{\rm ml} \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{d_2} \cdot \frac{\rho_{\rm lm}}{\rho_{\rm kc}} \sqrt[3]{\bar{c}_{\rm lm}} \zeta_{\rm ml0}}; \qquad (31)$$

где: $a_{ml} = 2...2,5; \ \bar{c}_{lm} = c_{lm}/c_{kc} = k_F \cdot \bar{G}_{lm};$

 $\overline{G}_{lm} = G_{lm}/G_{kc}$

Коэффициент, учитывающий потери энергии выходящего потока:

$$\zeta_{kklm} = \frac{G_{lm} \cdot c_{lm}^2}{G_{kc} \cdot c_{kc}^2} = \overline{G}_{lm} \cdot c_{lm}^2 = k_F^2 \cdot \overline{G}_{lm} \quad (32)$$

Коэффициент потери энергии при перемешивании потока:

$$\zeta_{\rm hh} = \frac{G_{\rm lm}}{1 + G_{\rm lm}} \left(1 - \bar{c}_{\rm lm} \right)^2 \approx \overline{G}_{\rm lm} \left(1 - k_{\rm F} \cdot \overline{G}_{\rm lm} \right)^2. \tag{33}$$

Коэффициент, учитывающий потери теплоты в лопатках, определяется по формуле:

$$\zeta_{\rm O} = \mathbf{B} \cdot \mathbf{G}_{\rm lm} \,, \tag{34}$$

где: $B \approx (0, 6...0, 7) \cdot \frac{c_{plm}}{c_{pkc}} \cdot \frac{T_{lm}^* - T_{lm0}^*}{T_{kc0}^*} \cdot \frac{1}{1 + \tau_{1dn}}$ - без-

размерный параметр.

Оценка дополнительных потерь в связи с охлаждением и истечением воздуха через отверстия

В системе охлаждении имеются отверстия, просверливающие под углом θ относительно

поверхности профиля и под углом ω_i относительно оси лопатки. Так как появляется скоростной компонент воздуха по направлению основного потока, то за счет этого потери перемещения уменьшаются и определяются по формуле:

$$\zeta_{hh} = \sum_{i=1}^{n} \overline{G}_{lmi} \cdot (c_{kci}/c_{kc.dh})^{2} \times \\ \times (1 - c_{lmi} \cdot \sin \omega_{i} \cdot \cos \theta_{i}/c_{kci})^{2}.$$
(35)

Коэффициент, учитывающий энергию потока, проходящего через отверстия, определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{OXII}} = \sum_{i=1}^{n} \overline{G}_{\text{OXII}.i} \left\{ \overline{i}_{\text{OXII}.0}^{*} \cdot \left[1 - \left(c_{\text{O.II}.i.} / c_{\text{O.II}.ad} \right)^{2} \right] + \left(c_{\text{O.II}.i.} / c_{\text{O.II}.ad} \right)^{2} \cdot \left(c_{\text{OXII}.i} \cdot \sin \omega_{i} \cdot \cos \theta_{i} \right)^{2} \right\}$$
(36)

При выходе воздуха из отверстий происходит искажение профиля из-за того, что конфигурация пограничного слоя и потока изменяются. Но практика показывает, что искажение очень мало,

поэтому можно считать $\zeta_{pr} = 0$.

Определение термогазодинамических параметров и к.п.д турбины

Определим термогазодинамические парамет-

ры турбины: $N_T\,, \ p_{\Gamma,0}^*=p_4^*\,, \ G_{KC}\,, \ p_2\,,$

$$P_T = \frac{\tau_{1,ag} - \tau_{ag}}{1 - \tau_{ag}}; \qquad \tau_{1,ag} = \left(\frac{p_1}{\frac{m}{p_0}}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

Индекс "ag" эквивалентен "dn"; "kp" эквивалентен "kpитический". При (ϕ_{0}, ψ_{0}) = (0,97-0,985) и величины ϕ, ψ оценивают скорость основного потока при адиабатном процессе:

$$c_{\Gamma,ag} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} RT_{\Gamma,0}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{\Gamma,0}^*}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right] = a_{KP,0} \lambda_{\Gamma,ag}$$

скорость основного потока в относительном движении, соответственно параметры потока на входе

в рабочее колесо:
$$W_2 = \psi W_{2,ag}$$

$$\begin{split} \beta_2 &= \arcsin\!\left(\frac{F_{2\,min}}{F_{2a}}\right); \quad T_2 = T_{W2}^* - \frac{W_2^2}{2c_{p,\Gamma}}; \\ F_{2\,min} &= \frac{G_{\Gamma}\left(1 + \overline{G}_{K,TBF} + \overline{G}_{K,PK}\right)RT_2}{p_2W_2}; \\ F_{2a} &= \pi D_{cp}h_2; \\ W_{2a} &= W_2\sin\beta_2, \quad W_{2u} = W_2\cos\beta_2; \\ c_{2u} &= W_{2u} - u , \quad \alpha_2 = \arctan\!\left(-\frac{W_{2a}}{c_{2u}}\right); \\ c_2^2 &= c_{2u}^2 + W_{2a}^2, \quad T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot c_{p,\Gamma}}; \end{split}$$

$$\begin{aligned} a_{KP,2} &= \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT_2^* , \ \lambda_{c2} = \frac{c_2}{a_{KP,2}} ; \\ \pi &= \pi (\lambda_{c2}) , \ p_2^* = \frac{p_2}{\pi (\lambda_{c2})} ; \\ H_{\Gamma,ag}^* &= c_{p,\Gamma} T_{\Gamma,0}^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_{K,0}^*}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right] ; \\ H_{\Gamma,ag,i}^* &= c_{p,\Gamma} T_{\Gamma,0,i}^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_{K,0,i}^*}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right] . \end{aligned}$$

К.П.Д. турбины

Для определения к.п.д. турбины необходимо рассчитать мощность турбины:

$$N_{u} = G_{\Gamma} u \Big[\Big(1 + \overline{G}_{K,TBF} \Big) c_{1u} + \Big] + \Big(1 + \overline{G}_{K,TBF} + \overline{G}_{K,PK} \Big) c_{2u} \Big];$$

$$\eta_{\Pi,0}^* = \frac{N_u}{G_{\Gamma}H_{\Gamma,ag}}, \quad \eta_{\Pi} = \eta_{\Pi,0} - \sum_q \delta \eta_q ;$$

$$\eta_{ef} = k_{\Pi} \eta_{\Pi}, \quad k_{\Pi} = \frac{1}{1 + \sum_{i} \overline{G}_{K,i} \frac{H_{K,ag,i}}{H_{\Gamma,ag}}};$$

$$\eta_{\Pi}^{*} = \eta_{\Pi} \frac{H_{\Gamma,ag}}{H_{\Gamma,ag}^{*}}, \ \eta_{ef}^{*} = k_{\Pi}^{*} \eta_{\Pi}^{*};$$

$$k_{\Pi}^{*} = \frac{1}{1 + \sum_{i} \overline{G}_{K,i} \frac{H_{K,ag,i}}{H_{\Gamma,ag}}}.$$

δη_q - изменение вторичного к.п.д. из-за радиальных отверстий (так же в случае с проходом воздуха для охлаждения в радиальном канале вращающихся лопаток).

3. Результаты расчета

Используя описанные выше уравнения и моделируя в среде, получены результаты, указанные на графиках 7, 8.







Рис. 8. Изменение эффективного к.п.д.

Заключение

Полученные результаты показывают, что коэффициент скорости системы с охлажлением Ф

равняется сумме коэффициентов фо системы без охлаждения и приращения коэффициента ско-

рости бф_{lm} из-за охлаждения и истечения в текущий канал. Составляющая скорости воздуха, направленная по течению потока, вызывает потери при смешивании. Одновременно воздух. выходящий из отверстий, вызывает изменение профильных потерь из-за изменения конфигурации профиля и свойств турбулентного потока. Однако, как показывает практика, при «глубоком» охлаждении эти факторы мало влияют на

профильные потери, поэтому считаем $\delta \zeta_{pr} = 0$.

График изменения к.п.д. показывает, что при одинаковой частоте вращения, вторичный к.п.д. без охлажления больше чем к.п.л. с охлажлением. Чем больше обороты, тем меньше к.п.л. Разница к.п.д. при охлаждении и без охлаждения в диапазоне 6 - 10%. т.е. чем большее количество воздуха подводится на охлаждение, тем ниже к.п.д.

Таким образом, для обеспечения прочности и ресурса лопаток турбины, необходимо применять систему охлаждения для подачи воздуха к лопаткам, однако это приводит к уменьшению коэффициента полезного действия турбины на определенную величину.

Перечень ссылок

1. Локай В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет / В.И. Локай, М.К.Максутова, В.А.Стрункин. - М.: Машиностроение, 1979. - 446с.

2. Казанджан П.К. Теория авиационных двигателей / П.К.Казанджан, Н.Д.Тихонов, В.Т. Шулекин. М.: Транспорт, 2000. – 288c.

3. Теория авиационных возлушно-турбинных двигателей / Нгуен Минь Суан [и др.] – Ханой, Академия воздушных сил. Том 1, 2008.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Нгуен Мінь Суан, Нгуен Ван Тхінь, Данг Ван Кхіен. Ефективність роботи авіаційних газових турбін з повітряним охолодженням (ГТЗПО)

При роботі авіаційного газотурбінного двигуна, деталі турбіни охолоджуються повітрям, слідством чого забезпечується міцність конструкції та технічний ресурс. Однак при цьому ефективність турбіни і двигуна зменшується. Причиною цього є витрата повітря, відбираємого від компресора для охолодження конструктивних елементів турбіни, в тому числі для охолоджуваних лопаток турбіни. Для підвищення ефективності турбіни необхідні дослідження впливу різних факторів, пов'язаних з виходом охолоджуючого повітря в проточну частину турбіни. Дослідження виповнялося на моделі сучасного авіаційного газотурбінного двигуна АЛ-31Ф.

Ключові слова: коефіцієнт швидкості, втрати на тертя, профільні втрати.

Nguyen Minh Xuan, Nguyen Van Thinh, Dang Van Khien. The working effectivity of cooled aviation turbine engine

In working aviation turbin engine always exists coolding process, which takes increassing ability of construction endurance and technical longevity. On the contrary it also takes decreassing working effect of turbine from aircraft egine. Reason causeses by direnucleatting process of compressor to construction elements among them are turbine colded blades. To improve the efficiency turbine is necessary to study the influence of various factors associated with the release of cooling air into the flow of the turbine. The paper is given by researchs from practical model of modern aviation turbin engine AL31F.

Key word: speed ratio, friction loss, profile losses.

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, М.А. Брянцев

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ СРЕД

Рассмотрены основные направления повышения энергетических показателей работы газотурбинного двигателя каскадного обмена давлением утилизацией теплоты отработавших сред. Приведены результаты расчетного исследования эффективности использования различных схем утилизации теплоты в одно- и двухступенчатых газотурбинных двигателях каскадного обмена давлением. Показаны возможность и резерв повышения энергетической эффективности ГТД КОД за счет регенерации теплоты отработавших сред и перерасширения рабочих сред в турбине. Даны направления для дальнейшего совершенствования показателей газотурбинных двигателей КОД.

Ключевые слова: каскадный обменник давления, газотурбинный двигатель, тепловой компрессор, обмен энергией, утилизация, регенерация, перерасширение, максимальная температура цикла, мощность.

Введение

Непрерывно растущая потребность в компактных и надежных силовых установках высокой удельной мощности порождает интерес энергомашиностроительных производителей к разработке широкого спектра газотурбинных двигателей (ГТД) агрегатной мощности от 0,1 до 500 кВт. Вместе с тем, миниатюризация газотурбинного двигателя порождает проблему значительного снижения общего к.п.д. установки ввиду негативного влияния так называемого эффекта «Downsize» (уменьшения размеров установки), усиливающего практически все виды газодинамических и тепловых потерь [7, 8]. Использованию ГТД в качестве силовой установки наземного транспорта и специальных машин препятствует также свойственное высокооборотным лопаточным агрегатам неудовлетворительное качество переходных и частичных режимов. Большая часть индикаторной работы цикла ГТД затрачивается на привод компрессорной секции, поэтому потери энергии в проточных элементах турбокомпрессорной части двигателя оказывают определяющее влияние на общий к.п.д. установки.

В газотурбинных двигателях мощностью до 150...200 кВт, вследствие малых диаметральных размеров рабочих колес, весьма проблемным является обеспечение в одно- или двухступенчатом компрессоре необходимой по условию термодинамической эффективности цикла степени повышения давления воздуха ($\pi_{\rm k}$). Последнее обстоятельство предопределяет высокую частоту вращения вала ГТД (свыше 40000...50000 мин⁻¹), что в свою очередь порож-

дает необходимость в дорогостоящих мультипликаторах с большим передаточным числом.

1. Постановка задачи

Возможность повышения максимального давления и температуры цикла в последнее время связывается с использованием волнового обменника давления (ВОД) в качестве верхней ступени сжатия воздуха «Top stage» [1,2,9]. Основная идея такого решения заключается в возможном повышении энергетической эффективности ГТД увеличением отношения граничных температур цикла при ограничении температуры газов перед турбиной условиями термопрочности применяемых материалов. Практическая допустимость повышения температуры газов в линии высокого давления ГТД обусловлена самоохлаждением ротора ВОД за счет периодического поступления в его ячейки воздуха из окружающей среды. Первая реальная попытка применения волнового обменника в качестве верхней ступени сжатия была осуществлена Claud Seippel из компании Brown Boveri Company (BBC) в Швейцарии в 1940 году на ГТД локомотива [1,2,5,6]. В начале 2000-х годов ряд известных исследовательских центров таких как NASA, Rolls Royce, Indiana University Purdue University Indianapolis, Michigan State University возобновили интерес к изучению возможных направлений интегрирования волновых обменников различной конфигурации в рабочий цикл мини- и микроГТД [3, 4, 7, 8, 9].

Схема коммутации четырехоконного ВОД в устройстве ГТД показана в [14]. Выпускной патрубок компрессора и впускной патрубок турбины подключены к окнам низкого давления, в

то время как камера сгорания - к окнам высокого давления ВОД. Сжатый в компрессоре воздух поступает в ячейки ротора ВОД, где подвергается дополнительному сжатию. и далее вытесняется в камеру сгорания двигателя. Здесь происходит сгорание топлива при более высоких давлении и температуре, чем в классическом ГТД. Горячий газ из камеры сгорания направляется в ВОЛ. гле частично расширяясь, сжимает возлух. поступающий в него из компрессора. После предварительного расширения в роторе обменника, горячий газ за счет импульса движения, инициированного формируемыми в ячейках волновыми процессами, продувается в турбину. Вследствие предварительного расширения газов в обменнике температура газов, поступающих в турбину, ниже температуры на выходе из камеры сгорания. Вместе с тем давление газов перед турбиной превышает давление сжатия воздуха в компрессоре. Энергетическим источником такого превышения является избыточность работы расширения газов в ячейках роторе ВОД по отношению к работе сжатия в них возлуха. По ланным [4] давление газов перед турбиной на 15...20% выше давления сжатия воздуха в компрессоре, в то время как в классическом ГТД без верхней ступени ВОД давление перед турбиной всегда ниже давления нагнетания компрессором на величину гидравлических потерь в проточной линии камеры сгорания. Такое изменение соотношения давлений сжатого в компрессоре воздуха и газов перед турбиной, в конечном счете, и является главным фактором повышения мощности турбины и общего к.п.д. ГТД.

Следует, впрочем, отметить, что заметный эффект интеграции ВОД в рабочий цикл ГТД достигается только в том случае, если к.п.д. процессов сжатия и расширения рабочих сред в волновом обменнике превышает к.п.д. этих процессов в турбокомпрессорной части установки. Но даже на режимах с достаточным избытком работы расширения газов в роторе ВОД возможность реализации заявленного превышения давления газов перед турбиной (до 20%) на практике вызывает определенное сомнение. Известно, что наиболее уязвимым фрагментом рабочего процесса волнового обменника с осевой ориентацией напорообменных ячеек является продувка ротора воздухом в линии низкого давления. [1,9,10]. Сколь-либо значительное гидравлическое сопротивление трактов низкого давления приводит к резкому ухудшению качества продувки вплоть до полной потери работоспособности обменника. Поэтому осуществление полной продувки ячеек с указанным перепадом давления в окнах низкого давления, вероятно, предполагает определенную идеализацию условий проведения эксперимента.

Серьезное препятствие практического внедрения схем ГТД с ВОД в установках наземного транспорта заключается в том, что использование волнового обменника в качестве верхней ступени сжатия в газотурбинном двигателе не устраняет, а в ряде случаев усугубляет главный недостаток газотурбинного двигателя - неудовлетворительную эффективность на переходных и частичных режимах. Ярко выраженный волновой характер обменных процессов в ВОЛ прелопределяет чувствительность его расходных характеристик к термодинамическим параметрам рабочих сред в газораспределительных окнах и частоте вращения ротора. Отклонение режима работы ГТД от расчетных условий сопровождается резким ухудшением показателей работы ВОД, как вследствие рассогласования моментов подключения ячеек к газораспределительным окнам, так и вследствие увеличения неполноты вытеснения сжатого воздуха в камеру сгорания. На режимах, значительно удаленных от номинального, разрушение настроенной картины взаимодействия первичных волн с перелними кромками окон отвола рабочих срел приволит к исчезновению продувочного импульса в линиях низкого и высокого давления и, следовательно, - к снижению давления газов перед турбиной относительно давления воздуха, нагнетаемого компрессором.

Область эффективной работы ВОД средней и малой размерностей ограничивается пределами степени повышения давления сжатого воздуха до $\pi_{\rm K} = 2,5...2,6$. Превышение указанных пределов приводит к интенсивному снижению расхода сжатого воздуха и эффективности обменных процессов. Однако и на расчетном режиме неизбежная диссипация энергии в процессе формирования и взаимодействия сильных ударных волн в роторе ограничивает к.п.д. лучших образцов ВОД значением 0,59...0,61 [10].

2. Газотурбинные двигатели каскадного обмена давлением

Новым направлением повышения к.п.д. и расширения области эффективной работы ГТД является использование принципов каскадно-рекуперативного обмена давлением для осуществления процесса сжатия газообразных сред в рабочем цикле установки. Агрегаты, реализующие такое сжатие — каскадные обменники давления (КОД) — представляют собой новую разновидность обменников давления, в частности, апробируемых в системах наддува двигателей внутреннего сгорания. Сжатие воздуха в КОД, как и волновых обменниках известной системы наддува «Comprex», осуществляется в результате непосредственного контакта со сжимающими газами, однако с существенным отличием организации рабочего процесса [1,4,10]. Рабочий цикл КОД, построенный на рекуперативном использовании потенциальной энергии остаточного давления сжимающей среды для осуществления основного сжатия воздуха в процессе каскадного энергообмена с преимущественно стационарным характером прямого взаимодействия сред, отличается высоким к.п.д. (до 85...87%), а также невысокой чувствительностью агрегата к неполноте вытеснения воздуха из ячеек ротора. Основная идея организации рабочего процесса ГТД на базе КОД заключается в полной замене турбокомпрессорной части на агрегат КОД, реализующий прямое преобразование подводимой к циклу теплоты в располагаемую работу потока сжатого газа вытеснения воздуха из ячеек ротора.

Энергетическая эффективность рабочего цикла КОД проявляется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней. Поскольку лишь незначительная часть сжимающего газа расходуется на «досжатие» предварительно сжатого в процессе каскадного массообмена воздуха, в КОД имеет место примерное равенство объемных расходов сжимающей и сжимаемой сред. При этом отношение массовых расходов при незначительном превышении давления сжимающего газа P_{g1}, относительно давления нагнетаемого воздуха P_к, близко обратному отношению температур этих сред.

Относительно невысокая частота вращения ротора (2000...3000 мин⁻¹) обуславливает существенно большую надежность и менее жесткие технологические требования к изготовлению каскадных обменников относительно турбокомпрессоров и ВОД.

Непревзойденная на сегодняшний день эффективность процесса сжатия газообразных тел в касадных обменниках давления, а также отмеченное свойство «умножения расхода» раскрывают перспективу создания на базе КОД проф. Крайнюка принципиально новых устройств теплопреобразующих машин широкого назначения. Уже сегодня практическое применение могут иметь:

-уникальные по своей простоте и эффективности тепловой компрессор и генератор газа прямого преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатого воздуха или газа;

 система наддува дизельных двигателей, реализующая высокое качество воздухоснабжения во всем диапазоне эксплуатационных режимов силовой установки с одновременным охлаждением наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды;

 высокоадаптивные бестурбокомпрессорные газотурбинные двигатели наземного транспорта с высокой приспособляемостью к переходным и частичным режимам; - низкотемпературные воздушные холодильные машины, основным энергетическим источником работы которых является тепловая энергия любого происхождения.

Ниже рассматриваются некоторые направления развития принципиальных схем ГТД на базе схем агрегатов каскадно-рекуперативного сжатия рабочих тел.

Основные принципы организации рабочего процесса ГТД КОД изложены в работе [14].

В простейшей схеме ГТД КОД (см. рис.1) одноступенчатый агрегат каскадного сжатия с камерой сгорания используется в качестве генератора газов, непосредственно подключаемого к силовой газовой турбине. Рабочим телом силовой турбины является смесь горячих газов и сжатого воздуха, что позволяет поддерживать приемлемый температурный режим турбины в пределах ограничений термостойкости применяемых материалов. При этом, благодаря самоохлаждению ротора каскадного обменника, реализуется возможность заметного повышения максимальной температуры цикла (в линии высокого давления генератора газов КОД) на основных эксплуатационных режимах работы ГТД.

В устройстве ГТД КОД на привод агрегатов КОД затрачивается весьма незначительная мощность внешнего источника — работа сжатия воздуха осуществляется за счет внутреннего перераспределения энергии газовых потоков в проточных элементах агрегатов КОД. Лишь часть газа из камеры сгорания направляется в силовую турбину, которая, таким образом, имеет существенно меньшие размеры и развиваемую мощность при эквивалентной мощности ГТД. С уменьшением расхода газов (G_T) через турбину снижаются абсолютные потери энергии в ней, поэтому несовершенство рабочего процесса турбины, в том числе, на нерасчетных режимах в меньшей степени влияет на общий к.п.д. ГТД.



Рис. 1. Схема одноступенчатого ГТД КОД 1 – окно подвода высокого давления; 2 – окно отвода высокого давления; 3 –окно отвода низкого давления; 4 – окно подвода низкого давления

Результаты расчетного определения эффективных показателей ГТД КОД с различными параметрами рабочего процесса сведены в табл. 1. Здесь и в дальнейшем используются следующие обозначения: $N_{TTД}$ – эффективность и мощность двигателя; $\pi_{\rm K}$ – степень повышения давления в КОД; $\pi_{\rm T}$ – степень расширения газов в турбине; $Q_{\rm kc}$ – мощность теплового потока в камере сгорания; $G_{\rm T}$, $T_{\rm T}$ – соответственно расход и температура рабочего тела перед силовой турбиной; $T_{\rm Z}$ – максимальная температура цикла; $T_{\rm T}$ [°] – температура газов после расширения в турбине; $T_{\rm I}$ – температура активной среды газов на входе в тепловой компрессор КОД; $T_{\rm 3}$ – температура газов на выходе из теплового компрессора КОД.

При расчете показателей работы ГТД КОД к.п.д. силовой турбины принимается равным 0,81. Также учитывается снижение давления в камере сгорания на 3% (степень снижения давления в камере сгорания $\pi_{\rm kc}$ = 0,97). Моделирование рабочего процесса КОД осуществлялось методом «послойных диффузий», изложенным в работе[15]. Основным упрощением расчета цикла ГТД является пренебрежение утечками рабочих тел в подвижных сопряжениях ротора КОД и силовой турбины.

Таблица 1

Параметры рабочего процесса и показатели работы одноступенчатого ГТД КОД без утилизации

$\eta_{\rm ftd}$	N _{гтд} , кВт	π_{κ}	$\pi_{\rm T}$	Qкс, кДж ∕с	Т ₁ , К	Т ₃ , К	Т _т , К	G _т , кг/с	Т _т ', К
				$T_z=1$	100K				_
0,167	13,9	3	2,91	64,9	1100	734	900	0,068	642
0,196	15,8	4	3,88	64,7	1100	669	900	0,064	590
0,205	16,3	5	4,85	63,8	1100	622	900	0,058	552
0,191	15,5	6	5,82	63,3	1100	585	900	0,051	523
				T _z =1.	300К				
0,183	21,0	3	2,91	95,3	1300	866	1100	0,083	782
0,211	24,2	4	3,88	97,2	1300	788	1100	0,079	719
0,232	26,2	5	4,85	96,5	1300	732	1100	0,076	672
0,235	26,7	6	5,82	96,4	1300	689	1100	0,072	637

Как видно из табл. 1, повышение $T_z c 1100K$ до 1300K обеспечивает увеличение к.п.д. $\eta_{\Gamma T T}$ тем в большей степени, чем выше давление сжатия воздуха в компрессоре (при $\pi_k = 6$ рост $\eta_{\Gamma T T}$ составляет 23%.) В то же время повышение π_k оказывает неоднозначное влияние на $\eta_{\Gamma T T}$. Экстремум последнего несколько смещается в сторону более высоких π_k по мере повышения T_z .

Приведенные расчетные данные показывают, что эффективность простейшей схемы ГТД КОД в среднем на 25...30% превышает соответствующие показатели классической схемы ГТД с турбокомпрессорной частью при аналогичных параметрах рабочего процесса ($\pi_{\rm K}$, T_z). С учетом прогнозируемых значений к.п.д. (до 23%), простейшая схема ГТД КОД может быть рекомендована к применению в установках, где основными требованиями являются: простота конструкции, надежность и высокая адаптивная способность к изменению эксплуатационных режимов.

3. Повышение эффективности ГТД КОД утилизацией теплоты отработавших сред

Как и в классических схемах ГТД резервом повышения к.п.д. ГТД КОД является утилизация теплоты газов, отводимых в атмосферу. В рассматриваемых устройствах отвод теплоты осуществляется с выпускными газами турбины и с отработавшими газами каскадного обменника.

Широко распространенным способом утилизации теплоты в силовых установках является ее регенерация, заключающаяся в использовании «сбросной» теплоты отработавших газов для подогрева сжатого воздуха перед камерой сгорания. Другой способ утилизации заключается в организации рабочего цикла ГТД с перерасширением рабочего тела в турбине путем создания разряжения в выпускном коллекторе последней. Учитывая наличие в схемах ГТД КОД двух потоков «сбросной» теплоты возможны различные сочетания способов утилизации теплоты в общем контуре силовой установки.

На рис. 2 представлена схема ГТД КОД с регенерацией теплоты газов, покидающих силовую турбину газов, а также остаточной теплоты сжимающей среды, отработавшей в КОД.



Рис. 2. Схема одноступенчатого ГТД КОД с регенерацией теплоты двух потоков отработавших сред
1 – окно подвода высокого давления; 2 – окно отвода высокого давления; 3 – окно отвода низкого давления;
4 – окно подвода низкого давления; 5 – утилизационный теплообменник

Сравнение данных в табл. 1 и 2 подтверждает рост к.п.д. при организации рабочего процесса по схеме на рис. 2, особенно заметный в области невысоких $\pi_{\rm K}$. Вполне прогнозируемым является также повышение эффективности регенерации

по мере повышения максимальной температуры цикла T_z . Благодаря подогреву сжатого воздуха в регенераторе экономия тепловой энергии при T_z =1100K составляет от 3 до 38% при сохранении мощностных показателей ГТД, а при T_z =1300K уменьшение затрат энергии за счет регенерации составляет от 8 до 32%.

Таблица 2 Параметры рабочего процесса одноступенчатого ГТД КОД с регенерацией теплоты двух потоков

$\eta_{\rm rtg}$	N _{гтд} , кВт	π_{κ}	π_{T}	Q _{кс} , кДж∕с	Т1, К	Т3, К	Т _т , К	G _т , кг/с	Т _т ', К
				Tz=1100	К				
0,246	14,1	3	2,91	47,0	1100	729	900	0,067	642
0,251	16,0	4	3,88	53,5	1100	664	900	0,064	590
0,230	16,4	5	4,85	59,5	1100	617	900	0,058	552
0,194	15,5	6	5,82	61,8	1100	580	900	0,051	523
				T _z =1300	К				
0,283	21,3	3	2,91	64,8	1300	859	1100	0,082	782
0,297	24,9	4	3,88	73,6	1300	782	1100	0,080	719
0,285	26,6	5	4,85	81,9	1300	725	1100	0,076	672
0,264	26,7	6	5,82	88,7	1300	682	1100	0,071	637

Снижение эффекта регенерации при повышении $\pi_{\rm K}$ обусловлено уменьшением количества утилизируемой теплоты ввиду повышения температуры сжатого в КОД воздуха и ее приближением к максимальной температуре цикла T_z . Поэтому целесообразность применения регенерации, в конечном счете, зависит от соотношения максимальной температуры цикла к температуре окружающей среды. С другой стороны применение регенерации, благодаря снижению значений $\pi_{\rm K}$, позволяет упростить конструкцию силовой турбины и снизить утечки рабочего тела через подвижные сопряжения проточных элементов ГТД.

При выборе рациональных параметров ГТД КОД необходимо иметь в виду следующие закономерности рабочего процесса: 1). Оптимальное по критерию энергозатрат значение $\pi_{\rm K}$ зависит от максимальной температуры цикла Т_z. С повышением T_z экстремум к.п.д. смещается в направлении больших значений $\pi_{\rm k}$, и при T_z > 1300K находится в области $\pi_{\rm k}$ >5. Заметим, что ГТД малой размерности реализация циклов с $\pi_{\kappa} > 5$ сопряжена с конструктивным усложнением устройства из-за негативного влияния утечек в роторе КОД и необходимости использования многоступенчатой турбины; 2). Для фиксированных значений Т_z, экстремум ГТД КОД (табл. 1) с регенерацией соответствует меньшим значениям π_к относительно ГТД КОД без регенерации (табл. 2). Применение регенерации, благодаря снижению значений *π*_к, позволяет несколько упростить конструкцию силовой турбины и снизить утечки рабочего тела через подвижные сопряжения проточных элементов ГТД.

Реализация второго из рассматриваемых способов использования теплового потенциала выпускных газов для повышения к.п.д. и агрегатной мощности двигателя предполагает создание разряжения в выпускном коллекторе турбины с целью увеличения степени расширения газов в рабочем колесе. Вполне очевидно, что совершенство такого цикла определяющим образом зависит от энергетической эффективности вакуумирующего устройства. Замечательные свойства КОД, реализующего равенство объемных расходов сжимаемой и сжимающей сред, позволяют трансформировать тепловой компрессор в вакуумирующее устройство для создания разряжения в выпускном коллекторе турбины за счет «сбросной» теплоты отводимых газов. Рабочий процесс вакуумирующего устройства КОД иллюстрируется рис. 3, где представлена развертка ротора относительно газораспределительных окон.



Рис. 3. Схема развертки ротора вакууматора КОД относительно окон и каналов статора

 подвод охлажденной разреженной среды; 2 – отвод горячей разреженной среды из ячейки; 3 –отвод отработавшей среды в атмосферу; 4 – подвод горячего газа атмосферного давления; 5 - ротор; 6 – граница раздела сред; 7 – массообменные каналы; 8 – продувочный вентилятор; 9 – патрубок отвода (подвода) вакуумируемой среды, 10 – охладитель; 11 – вакуумный вытеснительный контур; 12 – циркуляционный вентилятор; 13 – источник подвода теплоты.

Основное отличие устройства вакууметра КОД от известных схем теплового компрессора [11,12,13, 14,16] заключается в коммутации линий отвода и подвода взаимодействующих сред: в вытеснительном контуре размещается охладитель 10, а к входному патрубку продувочной контура подключается источник подвода теплоты 13. В процессе вращения ротора на участке подключения напорообменных ячеек к окнам (патрубкам) 3, 4 продувочного контура под действием вентилятора 8 осуществляется отвол отработавшей среды в атмосферу и заполнение ячеек горячим газом (воздухом), нагретым в источнике подвода теплоты 13. По мере приближения ячеек к окнам 1, 2 вакуумного(вытеснительного) контура в результате последовательного подключения к массообменным каналам 7 лавление в каждой из них постепенно снижается до уровня, близкого к минимальному давлению цикла. При сообщении ячеек с окнами 1, 2 вакуумного контура горячий разряженный газ под действием вытеснительного вентилятора 12 через окно 2 вытесняется в вакуумную линию, где, протекая через охладитель 10, охлаждается окружающей средой и далее направляется в ячейки ротора через окно 1 подвода охлажденной разряженной среды. Ввиду того, что плотность охлажденной среды превышает плотность горячей среды пропорционально отношению температур до и после охладителя 10, массовый расход газа в сечении окна 1 на установившемся режиме превышает массовый расход в сечении окна 2. Вследствие этого в вакуумном контуре возникает дефицит расхода сред, который компенсируется поступлением среды из вакуумируемого объекта через патрубок 9 подвода вакуумируемой среды.

Расходные характеристики рассмотренного вакууматора КОД представлены на рис. 4. При фиксированном относительном расходе \overline{G}_{orf} вакуумируемой среды разряжение ΔP , создаваемое вакууматором, практически линейно зависит от максимальной температуры цикла T_z . Как и в тепловом компрессоре [12] наибольшая термодинамическая эффективность вакууматора, в области практически реализуемых режимов, достигается при значениях относительного отбора \overline{G}_{orf} в пределах





Схема интегрирования вакууматора КОД в устройство ГТД показана на рис.5. Один из агрегатов (КОД1) выполняет функции теплового компрессора (генератора газов), другой агрегат (КОД2) — функцию вакууматора. В данном устройстве реализуется комбинированный способ утилизации, одновременно предусматривающий предварительный подогрев сжатого воздуха перед камерой сгорания теплотой отработавших в



Рис. 5. Схема одноступенчатого ГТД с вакууматором КОД и регенерационным теплообменником

КОД сжимающих газов и перерасширение газов в турбине за счет разряжения, создаваемого в выпускном коллекторе вакууматором КОД.

Эффективные показатели одноступенчатого ГТД КОД с перерасширением среды, как видно из сопоставления данных в таблицах 2 и 3, несколько превосходят показатели ГТД КОД с двухпоточной регенерацией в среднем на 2,3% по η_{гтд} и на 14,9% - по агрегатной мощности, при одинаковой размерности агрегатов сжатия воздуха. Как и в предшествующем варианте утилизации максимальная энергетическая эффективность устройства с комбинированной утилизацией достигается при более низких относительно базовой настройки значениях $\pi_{\rm K}$. На режиме T_z =1300 К экстремум функции $\eta_{\rm TTT}$ соответствует $\pi_{\rm K}$ = 4,3, а на режиме T_z =1100 К — наилучшей эффективности соответствует значение $\pi_{\rm K}$ = 3,8. Отмеченное объясняется тем, что по мере снижения $\pi_{\rm K}$ поток «сбросной» теплоты в контуре турбины увеличивается и, следовательно, возрастает количество тепловой энергии, подводимой к вакууматору КОД.

Таблица 3

Параметры рабочего процесса и показатели одноступенчатого ГТД КОД с регенерацией и вакуумированием газов за турбиной

η_{rra}	N _{гтд} ,	π_{κ}	$\pi_{\rm T}$	$Q_{\kappa c}$,	Т ₁ ,	Т ₃ ,	Т _т ,	G _r ,	Т _т ',	ΔP_{T} ,
• •	көт			кдж/с	К	К	л	KI/C	К	кпа
Tz=1100K										
0,269	17,9	3	4,85	52,5	1100	729	900	0,067	576	35,7
0,270	18,5	4	5,84	55,4	1100	664	900	0,064	543	28,3
0,251	18,0	5	6,69	58,8	1100	617	900	0,059	523	21,3
0,215	16,7	6	7,67	63,0	1100	580	900	0,051	503	17,2
	Т_=1300К									
0,317	29,9	3	6,07	78,7	1300	859	1100	0,083	657	48,5
0,323	30,9	4	7,17	81,9	1300	782	1100	0,080	626	41,4
0,314	31,2	5	8,36	85,6	1300	725	1100	0,077	599	36,8
0,295	30,6	6	9,63	88,7	1300	682	1100	0,072	576	33,7

В результате, разряжение в выпускном коллекторе турбины увеличивается, что приводит к росту отношения степени понижения давления газов в турбине $\pi_{\rm T}$ к степени повышения давления воздуха в тепловом компрессоре $\pi_{\rm K}$. Действительно, на режиме $T_{\rm Z}$ =1100 К при снижении $\pi_{\rm K}$ с 6 до 3, несмотря на общее снижение $\pi_{\rm T}$ (с 7,67 по 4,85), отношение $\pi_{\rm T}/\pi_{\rm K}$ возросло на 26,4%. Последнее обуславливает улучшение соотношения полезной работы, высвобождаемой в турбине, к затрачиваемой энергии на сжатие воздуха в цикле ГТД.

Ввиду незначительного преимущества комбинированной системы утилизации с перерасширением газов в турбине по критерию топливной экономичности относительно системы с двухпоточной регенерацией уместно предположить, что усложнение конструкции ГТД наземного транспорта применением дополнительного агрегата КОД для вакуумирования выпускного коллектора турбины является едва ли оправданным. Вместе с тем, в стационарных или судовых установках ГТД возможное использование охладителя 10 вакууматора КОД в качестве котла-утилизатора для вспомогательных нужд позволяет трансформировать установку в когенерационную систему с высоким теплотехническим к.п.д.

Более высокую мощность и энергетическую эффективность реализует ГТД на базе двухступенчатого теплового компрессора КОД с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и подогревом сжимающей среды [14]. Варианты исследуемых схем утилизации теплоты отработавших сред в ГТД КОД с двухступенчатым агрегатом сжатия показаны на рис 6,7. Результаты расчетного определения эффективных показателей этих вариантов ГТД КОД с различными параметрами рабочего процесса сведены в табл. 4. 5, 6. Согласно обозначениям в схемах на рис. 6, 7 указаны: π_{kI} , π_{kII} — степени повышения давления в агрегатах КОД 1-й и 2-й ступеней; Q_{kc1} , Q_{кс2} – мощность тепловых потоков соответственно в камере сгорания высокого давления и камере сгорания промежуточного давления.

Таблица 4

Параметры рабочего процесса и показатели двухступенчатого ГТД КОД без утилизации

$\eta_{\rm etg}$	N _{гтд} , кВт	π_{κ}	$\pi_{\kappa I}$	$\pi_{\kappa II}$	Q _{кс1} , кДж с	Q _{кс2} , кДж с	G _т , кг/с	Т _т , К	Т ₆ , К	Т ₃ , К
T _z =1100 K										
0,245	53,0	6	2,62	2,29	171,8	30,2	0,185	900	407	816
0,266	56,9	8	3,00	2,66	166,6	36,3	0,178	900	431	782
0,277	59,0	10	3,34	2,99	161,7	41,6	0,171	900	450	756
0,283	60,1	12	3,65	3,28	158,1	46,3	0,166	900	466	736
					T _z =13	600 K				
0,259	70,1	6	2,60	2,30	228,6	30,1	0,203	1100	407	965
0,283	75,9	8	2,99	2,67	222,1	36,3	0,196	1100	431	925
0,298	79,4	10	3,34	3,00	217,9	41,6	0,191	1100	450	894
0,306	81,6	12	3,65	3,29	213,9	46,3	0,186	1100	467	870



Рис. 6. Схема ГТД с двухступенчатым агрегатом сжатия и двухпоточной регенерацией

Следует заметить, что соотношения степеней сжатия воздуха в первой π_{I} и второй ступенях π_{II} не являются произвольными, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой — условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих сред в ячейках роторов обоих КОД. В общем случае соотношения π_{I} и π_{II} зависят от общей напорности теплового компрессора π_{K} и максимальной температуры рабочего цикла T_{z} . Согласование расчетных значений π_{KI} и π_{KII} для каждого исследуемого варианта.

Таблица 5

Параметры рабочего процесса и показатели двухступенчатого ГТД КОД с двухпоточной регенерацией

n	N _{гтд} ,	-	π	π.	Q _{kc1} ,	Q _{кс2} ,	G _t ,	Τ _т ,	Т6,	T3,
гтд	кВт	$n_{\rm K}$	π _{ĸI}	$n_{\rm KII}$	кДж/с	кДж/с	кг/с	Κ	К	К
	T _z =1100 K									
0,305	53,0	6	2,62	2,29	131	30,2	0,185	900	407	816
0,325	56,9	8	3,00	2,66	130	36,3	0,178	900	431	782
0,332	59,0	10	3,34	2,99	128	41,6	0,171	900	450	756
0,334	60,1	12	3,65	3,28	127	46,3	0,166	900	466	736
					Tz=130)0 K				
0,315	70,1	6	2,60	2,30	183	30,1	0,203	1100	407	965
0,340	75,9	8	2,99	2,67	179	36,3	0,196	1100	431	925
0,353	79,4	10	3,34	3,00	177	41,6	0,191	1100	450	894
0,359	81,6	12	3,65	3,29	175	46,3	0,186	1100	467	870



Рис. 7. Схема двухступенчатого ГТД КОД с ваккууматором КОД и регенерационным теплообменником

Приведенные в табл. 6 результаты расчетов показывают, что организация рабочего процесса ГТД по схеме (см рис.7) с комбинированной утилизацией обеспечивает сочетание наиболее высоких значений к.п.д. ($\eta_{\text{гтд}}$) и агрегатной мощности ($N_{\text{гтд}}$) (на режиме T_z =1300К, π_k =12 достигнуты показатели $\eta_{\text{гтд}}$ = 0,378, $N_{\text{гтд}}$ =96,7кВт). Благодаря подогреву сжатого воздуха в регенераторе снижение количества теплоты, подведенной в камере сгорания высокого давления, на этом режиме составляет 14,2%, а перерасширение газов в силовой турбине за счет вакуумирования выпускного коллектора обеспечивает повышение мощности ГТД на 18,5%.

Преимущества рабочих утилизационных циклов ГТД КОД с двухступенчатым агрегатом сжатия проявляются тем в большей степени, чем выше максимальная температура цикла T_z и ниже общая степень сжатия $\pi_{\rm K}$. Так, при параметрах T_z =1300K, $\pi_{\rm K}$ = 6 комбинированная утилизация (рис. 7) обеспечивает повышение $\eta_{\rm ГТД}$ на 39% (с 0,259 до 0,36), в то время как на режиме T_z =1100K, $\pi_{\rm K}$ = 12 повышение $\eta_{\rm ГТД}$ составляет 22% (с 0,283 до 0,346). Вместе с тем, в двухступенчатых ГТД КОД максимальные значения $\eta_{\rm ГТД}$, в рассматриваемом диапазоне изменения режиме

ных параметров, достигаются при $\pi_{\rm K} = 12$, независимо от схемы утилизации теплоты отработавших газов.

По эффективным показателям схема утилизации с двухпоточной регенерации (рис. 6) в области невысоких $\pi_{\rm K}$ при $T_z = 1300$ К заметно уступает комбинированной утилизации (рис. 7). Так на режиме $T_z=1300$ К, $\pi_{\rm K} = 6$ расчетные значения $\eta_{\rm ГГД}$ ГГД с двухпоточной регенерации составляет 0,315, что на 14% ниже значения $\eta_{\rm ГГД} = 0,36$, достигнутого применением на этом же режиме комбинированной утилизации. Однако, на наиболее эффективных режимах — при $\pi_{\rm K} = 12$ — различие в показателях эффективности этих схем утилизации менее значительно (0,359 против 0,378).

Ввиду незначительного термодинамического превосходства схемы двухступенчатого ГТД КОД с комбинированной утилизацией (рис. 7), усложнение конструкции миниГТД КОД применением вакууматора КОД экономически оправдано в случаях достаточно большой агрегатной мощности установки (свыше 250...300 кВт). Исключение составляют когенерационные установки, реализующие возможность полезного использования «сбросной» теплоты охладителя вакууматора КОД. В настоящее время продолжаются работы по дальнейшему совершенствованию ГТД КОД, связанные с возможностью использования низкопотенциальной теплоты охладителя вакууматора КОД, например, в контурах утилизации с низкокипящими (органическими) рабочими телами.

Выводы

1. Малоразмерный газотурбинный двигатель на базе агрегатов каскадного сжатия рабочих сред по экономичности на 25...30% превосходит турбокомпрессорный ГТД традиционного устройства. Отмеченное преимущество наряду с высокой адаптивностью к переходным и нерасчетным режимам предопределяет возможность применения ГТД КОД в качестве силовых установок наземного транспорта.

2. Утилизация теплоты отработавших сред в ГТД с одно- и двухступенчатыми агрегатами каскадного сжатия обеспечивает дополнительное повышение к.п.д. установки, составляющее в зависимости от режима работы от 20 до 40%.

3. Незначительное преимущество комбинированной утилизации с перерасширением газов в силовой турбине по эффективным показателям относительно двухпоточной регенерации обуславливает экономическую оправданность усложнения конструкции ГТД наземного транспорта применением дополнительного агрегата КОД для вакуумирования выпускного коллектора турбины только при достаточно большой агрегатной мощности установки, а также при использовании охладителя вакууматора КОД в качестве котла-утилизатора в когенерационных системах.

Перечень ссылок

1. Wilson J. Jet engine Performance Enhancement Through Use of a Wave-Rotor Topping Cycle / Wilson J., Paxson D. E., NASSA, - 1993. TM-4486.

2. Akbari P. Performanse investigation of small gas turbine engines topped with wave rotors: Conference and exhibit / Akbari P., Muller N. Huntsville Allabama 2003. AIAA2003-4414.

3. Akbari P. Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors: ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 128(1)/ Akbari P., Nalim M. R., Muller N, 2006, pp. 190-202.

4. Akbari P. A. Review of Wave Rotor Technology and its Application: ASME O. Eng. Gas Turbines Power, 128(10) / Akbari P. A. Nalim M. R., Muller N, 2006, pp. 717-734.

5. Meyer A. Recent Developments in Gas Turbines: Journal of Mechanical Engineerring, 69, №4 / Meyer A., 1947. pp. 273-277. 6. Weber H. E. Shock Wave Engine Design: John Wiley and Sons / Weber H. E. New York. 1995

7. Benini E. Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine: Part 1-Experimental and Numerical Investigation on Overall Performanse" ASME Paper GT2003-38152 / Benini E., Toffolo A., Lazzaretto A. 2003.

8. Rogers C. Some Effects of Size on the Performance of Small Gas Turbine: ASME Paper GT2003-38027 / Rogers C. 2003.

9. Welch G. E. Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles: Novel Aero Propulsion Systems International Symposium, The Institution of mechanical Engineers / London - 2000, pp. 2-17.

10. Крайнюк А.И. Системы газодинамического наддува: монография Изд-во ВУГУ / Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Луганск - 2000. 224 с.

11. Крайнюк А. И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / Крайнюк А.И., Алексеев С.В., Брянцев М.А. // Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені В. Даля.- Луганськ, 2005.- № 8(90) С. 176-179.

12. Krajniuk A.I. Thermal compressor of cascade exchange by pressure: Silesian university of technology publication faculty of transport. I International Scientific Conference. Transport problems, Katowice-Kroczyce, 17-19 / Krajniuk A.I. 2009 p.186-191.

13. Крайнюк А.И. Использование принципов каскадного обмена давлением в рабочем цикле газовых холодильных машин / Крайнюк А.И., Брянцев М.А., Крайнюк А.А. // Двигатели внутреннего сгорания Научно-технический журнал / НТУ «ХПИ». – Х., - 2008.-№1. – С. 57-61.

14. Крайнюк А. И. Новые схемы и принципы организации рабочих процессов теплоэнергетических машин // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля, Вид-цтво СНУ, № 7(125). Ч.2. / Крайнюк А. И. Луганськ — 2010. С.-197-200.

15. Расчет процессов тепломассообмена в продувочных объемах теплосиловых установок/ А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.М.Гогуля и др./ / Eksploatacja silnikow spalinowych.- Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej.- 2001.-№3.- С. 35-40.

16. Крайнюк А. И., Крайнюк А. А. Особенности организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).-С. 169-173.

Поступила в редакцию 01.06.2011

О.І. Крайнюк, А.О. Крайнюк, М.А. Брянцев. Підвищення ефективності газотурбінного двигуна каскадного обміну тиском утилізацією теплоти середовищ, що відпрацювали

Розглянуто основні напрямки підвищення енергетичних показників роботи газотурбінного двигуна каскадного обміну тиском утилізацією теплоти середовищ, що відпрацювали. Наведені результати розрахункового дослідження ефективності використання різних схем утилізації теплоти в одно- і двоступінчастих газотурбінних двигунах каскадного обміну тиском. Показані можливість і резерв підвищення енергетичної ефективності ГТД КОТ за рахунок регенерації теплоти середовищ, що відпрацювали, і перерозширення робочих середовищ у турбіні. Дані напрямки для подальшого вдосконалювання показників газотурбінних двигунів КОТ.

Ключові слова: каскадний обмінник тиску, газотурбінний двигун, тепловий компресор, обмін енергією, утилізація, регенерація, перерозширення, максимальна температура циклу, потужність.

A.I. Krajniuk, A.A. Krajniuk, M.A. Bryantsev. Improving the efficiency of gas turbine engine cascade of exchange pressure by heat recovery exhaust environments

The main directions of improving the energy performance of gas turbine engine of the cascade utilization of pressure exchange exhaust heat environments are considered. The results of the computational studies of the effectiveness of various schemes of recycling heat in the one-and two-stage gas turbine engines cascade exchange pressure are presented. The possibility of reserve and increase energy efficiency GTE CPE by heat regeneration of spent media and the overexpansion of working environments in the turbine are shown. The directions for further improve the performance of gas turbine engines CPE are given.

Keywords: cascading exchanger pressure, gas turbine engine, heat compressor, exchange of energy, recycling, recovery, overexpansion, maximum cycle temperature, power.

УДК 621.438

А.К. Чередниченко, М.Р. Ткач

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты исследования характеристик газотурбинной установки, оснащенной теплообменником — регенератором с промежуточным жидкометаллическим теплоносителем. Предложено выбирать относительный температурный напор из диапазона 0,35...0,5 для обеспечения заданных постоянных значений коэффициентов восстановления полного давления в теплообменниках при условии минимизации габаритов теплообменников. Показано, что варьирование относительного температурного напора в этом диапазоне позволяет изменять отношение площадей теплообменников в диапазоне 1,0...3,0 при практически постоянной суммарной площади.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, регенерация тепла, промежуточный теплоноситель, теплообменник, коэффициент теплопередачи, температурный напор.

Постановка проблемы

Акценты нефтегазодобычи неуклонно смещаются в сторону запасов, скрытых толщей Мирового океана. Большие потребности в электрической и тепловой энергии процесса добычи углеводородов обуславливают применение газотурбинных установок на объектах океанотехники в качестве основного источника энергии. Несмотря на полувековой опыт успешной эксплуатации газотурбинных установок в военно-морских флотах велуших стран, использование газотурбинных двигателей в коммерческом транспортном судостроении и при строительстве объектов океанотехники оправдано далеко не во всех случаях. Основными сдерживающими факторами являются высокие расходы на топливо, связанные с повышенными требованиями к его качеству и сравнительно высокий удельный расход топлива. Повышение эффективности ГТД за счет роста температуры газа перед турбиной исчерпало свой потенциал. Резервы повышения КПД узлов ГТД также практически исчерпаны [1]. В этих условиях, реализация требования проектирования современных газотурбинных энергетических установок - высокие показатели топливной эффективности обеспечивается за счет усложнения циклов ГТУ (бинарные, контактные, когенерационные технологии и т.д.) [2].

Анализ исследований и публикаций

В практике проектирования ГТД сложных циклов наибольшее распространение получили регенеративные схемы. Регенерация тепла отходящих газов путем введения в схему теплообменника-регенератора позволяет при умеренных температурах газа перед турбиной $T_3 = 1300...1400$ К и степени повышения давления $\pi_k = 6...10$ обеспечить значение КПД ГТД не менее 40...41% [3], а при более высоких значениях T_3 и до 45%.

Традиционная реализация регенеративной схемы ГТД приводит к нарушению прямоточности газовоздушного тракта, появлению неравномерностей потоков рабочих сред, вызывающих рост потерь полного давления и утечек рабочих сред. Достижение высоких значений степени регенерации связано со снижением температурных напоров в теплообменнике и приводит к существенному увеличению площади теплопередающей поверхности. Применение компактных регенераторов пластинчатого типа сдерживается сложностями решения вопросов прочности вследствие больших температурных напряжений. Непрерывное повышение массы установки WR21 свидетельствует в пользу этого. Теплообменники трубчатого типа свободны от этих проблем, но характеризуются недостаточной компактностью [4]. Реализация поперечного обтекания и эффективного оребрения поверхностей в них затруднена.

Применение регенератора ГТД с промежуточным теплоносителем (ПТН) — комплекса из двух теплообменников трубчатого типа (с возможностью оребрения), передача энергии между которыми осуществляется ПТН, позволяет минимизировать габариты теплообменников, снизить потери полного давления, но усложняет схему [5, 6]. Перенос тепла может осуществляться промежуточным «тяжелым» жидкометаллическим теплоносителем [7,8]. Высокая молекулярная теплопроводность жидкометаллических теплоноси-

[©] А.К. Чередниченко, М.Р. Ткач, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

телей Pb-Bi, Pb [9] позволяет за счет небольшого объема теплоносителя обеспечить малую величину проходных сечений каналов. Технологии использования «тяжелого» жидкометаллического теплоносителя успешно отработаны на опытных и серийных транспортных реакторных установках, решены вопросы обеспечения чистоты теплоносителя и поверхностей циркуляционного контура, а также предотвращения коррозии и эрозии материалов [10].

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

Известны рекомендации по выбору параметров регенератора ГТД с промежуточным теплоносителем. Так, для определения оптимальных условий работы теплообменников с ПТН предложено следующее соотношение площадей поверхностей теплообмена [6]

$$\frac{0.75}{k_{11}/k_{12}} < \frac{F_1}{F_2} < \frac{2.00}{k_{11}/k_{12}}$$

где F₁, F₂ и k_{t1} и k_{t2} – площади поверхностей и коэффициенты теплопередачи по «холодной» и «горячей» сторонам.

При допущении о постоянстве коэффициентов теплопередачи в теплообменном аппарате регенеративного ГТД с ПТН, составленного из двух теплообменников с площадями поверхностей F₁ и F₂ рекомендовано следующее соотношение их площадей [11]

$$\frac{F_{1}}{F_{2}} = \sqrt{\frac{k_{t2}}{k_{t1}}} \, .$$

В реальных условиях проектирования регенеративного ГТД с заданной величиной эффективности данные подходы могут быть не всегда корректными, поскольку не учитывают взаимосвязь гидравлических потерь в теплообменниках и эффективности ГТД.

Цель работы

Целью исследования является выявление влияния параметров промежуточного теплоносителя на габариты регенеративного ГТД заданной эффективности.

Изложение основного материала

На рис. 1 приведена расчетная схема теплообменного аппарата регенеративной ГТУ с переносом тепла промежуточным теплоносителем (ПТН) между теплообменником газоотвода (ТГО) и теплообменником компрессора (ТКО).

Для оценки влияния параметров ПТН на массогабаритные показатели регенератора проанализировано влияние относительного температурного напора — β. Параметр β может быть определен из соотношения

$$\Delta \overline{T}_{\rm B} = \frac{\beta \cdot \Delta \overline{T}_{\Gamma}}{(1 - \beta)},$$

$$\Gamma_{T}_{C} \Delta \overline{T}_{\Gamma} = \frac{\Delta T_{1\Gamma} - \Delta T_{2\Gamma}}{\ln \frac{\Delta T_{1\Gamma}}{\Delta T_{2\Gamma}}} \mu \Delta \overline{T}_{B} = \frac{\Delta T_{1B} - \Delta T_{2B}}{\ln \frac{\Delta T_{1B}}{\Delta T_{2B}}} -$$

среднелогарифмические температурные напоры по газовой и воздушной стороне соответственно (рис. 2).



Контур ПТН

Температура ПТН в ТГО							
на входе	на выходе						
$T_2 + (T_{4P} - T_2) \cdot \beta$	$T_{2P} + (T_4 - T_{2P}) \cdot \beta$						
Температура ПТН в ТКО							
на входе	на выходе						
$\mathbf{T_{2P}} + (\mathbf{T_4} - \mathbf{T_{2P}}) \cdot \boldsymbol{\beta}$	$T_2 + (T_{4P} - T_2) \cdot \beta$						

Рис. 1. Расчетная схема регенератора ГТД с ПТН





Из уравнения теплового баланса в теплообменнике

 $Q_{\Gamma} = Q_{B}k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} \cdot \Delta \overline{T}_{\Gamma} = k_{B} \cdot F_{B} \cdot \Delta \overline{T}_{B}.$

Предположив, что k_B и k_{Γ} линейные функции вида $k_{\Gamma} = k_1 - a_1 \cdot \beta$; $k_B = k_2 + a_2 \cdot \beta$, исследуем функцию

$$f(k_1, a_1, k_2, a_2, \beta) = \left(\frac{1}{\beta(k_2 + a_2\beta)} + \frac{1}{(1 - \beta) \cdot (k_1 - a_1\beta)}\right)$$

Таблица 1 Характеристики регенеративного ГТД с ПТН

Параметры цикла	Значение
степень регенерации, R	0,85
число компрессоров, n _к	1
число турбин, n _т	2
температура газов перед ТВД, Т ₃	1223 K
степень повышения давления в цикле, $\pi_{\rm K}$	4,85,0
расход воздуха через компрессор ГТД, G _к	~ 80 кг/с
мощность ГТД, Ne	~ 16000 кВт
эффективный КПД	~ 0,4

В случае постоянства коэффициентов теплопередачи введем комплексы

$$A = \frac{Q_{\Gamma}}{(\Delta T_4 - \Delta T_2) \cdot k_{B}} \cdot \ln\left(\frac{\Delta T_4}{\Delta T_2}\right)$$
$$\bar{k} = \frac{k_{B}}{(\Delta T_4 - \Delta T_2) \cdot k_{\Gamma}}$$

и исследуем влияние относительного температурного напора β на величину суммарной площади теплообменников

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_{\Gamma} + \mathbf{F}_{\mathbf{B}} = \mathbf{A} \cdot \left(\frac{\overline{\mathbf{k}}}{(1 - \beta)} + \frac{1}{\beta} \right).$$

В диапазоне 0 < β < 1 минимум функции F определяется аналитическими зависимостями

 $-\frac{\sqrt{k}-1}{k-1}$ $\frac{1}{\sqrt{k}+1}$. Это соответствует известным услови-

ям минимума суммарной площади теплообменника в[11].

Как следует из полученных зависимостей, изменение необходимости достижения постоянной эффективности ГТД (что соответствует постоянному гидравлическому сопротивлению теплообменников) приводит к увеличению суммарной площади теплообменников при значениях относительного температурного напора β , отличных от оптимального (рис. 3).



Рис. 3. Зависимость относительной площади теплообменного аппарата от относительного температурного напора ПТН

С целью проверки допустимости приведенных предположений выполнено математическое моделирование процессов в регенеративной ГТУ (рис. 4) с двухсекционным ТГО, размещенным на выхлопе ГТД и двухсекционным ТКО с переносом тепла жидкометаллическим теплоносителем, параметры которого приведены в табл. 1. Прокачка промежуточного теплоносителя осуществляется последовательно через каждый теплообменник циркуляционным насосом. В качестве базового двигателя принимался ГТД четвертого поколения разработки НПКГ «Зоря-Машпроект» [12].



Рис. 4. Конструктивная схема и характеристики регенеративного ГТД мощностью 16 МВт с жидкометаллическим промежуточным теплоносителем:

секции теплообменника газоотвода; 2 – ГТД;
 секции теплообменника компрессора;

4 – циркуляционный насос ПТН

Обеспечение заданных постоянных значений коэффициентов восстановления полного давления в теплообменниках газоотвода и компрессора (v_r =0,975; v_B = 0,970) потребовало изменения величины скорости в расчетных сечениях ТГО и ТКО. Это привело к изменению значений коэффициентов теплопередачи при изменении относительного температурного напора. Влияние относительного температурного напора на коэффициенты теплопередачи в верхней и нижней секции теплообменников газоотвода и компрессора показаны на рис. 5. В воздушной и газовой секции теплообменника наблюдается устойчивое турбулентное течение потока (Re $\geq 10^4$).

Влияние относительного температурного напора в диапазоне 0,25...0,8 на площади теплопередающих поверхностей ТГО и ТКО показано на рис. 6. Полученные результаты с достаточной для инженерной практики точностью совпадают с рекомендациями [6,11]. Следует учесть, что в соответствии с рекомендациями [11] суммарная площадь теплообменника может быть уменьшена еще на ~30%, но это приведет к изменениям значений коэффициентов восстановления полного давления v в теплообменниках газоотвода и компрессора. В итоге эффективный КПД газотурбинной установки η в диапазоне значений β 0,2...0,5 уменьшится на 1...1,5 % (рис. 7).



 Рис. 5. Зависимость коэффициентов теплопередачи секций ТГО и ТКО от β:
 1, 2 – верхняя и нижняя секция соответственно



Рис. 6. Зависимость относительных площадей теплообменников ТГО и ТКО от относительного температурного напора ПТН



Рис. 7. Влияние КВПД в ТГО и ТКО на энергетическую эффективность регенеративной ГТУ

Выводы

1. Перенос тепла в регенеративной ГТУ жидкометаллическим промежуточным теплоносителем позволяет применять надежные и высокоресурсные теплообменники трубчатого типа.

2. Для обеспечения заданных постоянных значений коэффициентов восстановления полного давления в теплообменниках газоотвода и компрессора при условии минимизации габаритов теплообменников относительный температурный напор выбирается из диапазона 0,35...0,5.

3. Показано, что варьирование относительным температурным напором в диапазоне 0,35...0,5 позволяет при практически постоянной суммарной площади изменять отношение площадей теплообменников в диапазоне 1,0...3,0.

4. Проектирование регенеративного ГТД с промежуточным теплоносителем в условиях постоянного коэффициента теплоотдачи приводит к снижению КПД ГТД до 2% в зависимости от величины относительного температурного напора.

Перечень ссылок

1. Исаков Б.В. Состояние и перспективы развития корабельной газотурбинной энергетики / Б.В.Исаков, В.Н. Чобенко, Р.В. Палиенко // Механика, энергетика, экология. Вестник СевНТУ. Вып. 87 – Севастополь. – 2008. – С. 56-61.

 Korobitsyn M.A. New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles / M.A. Korobitsyn.
 Printed by Febodruk BV, Enschede, 1998.155 p.

3. В.В. Романов. Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА / Романов В.В., Спицын В.Е., Боцула А.Е., Мовчан С.Н., Чобенко В.Н. // Восточно-европейский журнал передовых технологий – 2009. – 4 (40). – С.1619.

4. Кузнецов В.В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк / /Вестник Национального технического университета «ХПИ» Харьков. 2008. №35 С.78 – 88.

5. Тихонов А.М. Регенерация тепла в авиационных ГТД / А.М. Тихонов – М. : Машиностроение, 1977. – 108 с.

6. Кейс В.М. Компактные теплообменники: [пер. с англ.] / В.М. Кейс, А.Л. Лондон / – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 158 с.

7. Patent 5287695 United States, F02B/43 Power plant system. / Karl-Uwe Schneider, RWE Energie Aktiengesellschaft.appl. № 979521; Nov 23, 1992; data of patent Feb 22, 1994.

8. Пат 93458 Україна, МПК 6 F02C 6/20 Газотурбінна установка / Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, О.К. Чередніченко; заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. — № а200912664; заявл. 07.12.2009; опубл. 10.02.2011, бюл. № 3.

9. Безносов А.В. Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике / А.В. Безносов, Ю.Г. Драгунов, В.И. Рачков М.: Издат, 2007. - 434 с.

10. Орлов Ю.И., Мартынов П.Н., Иванов К.Д. Технология свинцово-висмутового теплоносите-

ля на ЯЭУ первого и второго поколения. Доклад на конференции «Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях», Обнинск, 2003г.

11. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Н.Д. Грязнов,

В.М.Епифанов, В. Л. Иванов, Э. А. Манушин. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.

12. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции – Николаев: НПКГ «Зоря» – «Машпроект», 2004 – 20 с. Поступила в редакцию 01.06.2011

О.К. Чередніченко, М.Р. Ткач. До виборов параметрів проміжного теплоносія регенеративного газотурбінного двигуна

Наведені результати дослідження характеристик газотурбінної установки, яка обладнана теплообмінником-регенератором з проміжним рідкометалевим теплоносієм. Запропоновано вибирати відносний температурний напір з діапазону 0,35...0,5 для забезпечення заданих сталих значень коефіцієнтів відновлення повного тиску в теплообмінниках за умови мінімізації габаритів теплообмінників. Доведено те, що варіювання відносного температурного напору в цьому діапазоні дозволяє змінювати співвідношення площ теплообмінників в діапазоні 1,0... 3,0 при практично постійній сумарної площі.

Ключові слова: газотурбінний двигун, регенерація тепла, проміжний теплоносій, теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі, температурний напір.

A.K.Cherednichenko, M.R.Tkach. To the choice of the parameters of intermediate heat – carrier of regenerative gas turbine engine

Shown the results of the research of the descriptions of the gas-turbine unit, equipped by heat-exchanger regenerator with intermediate liquid-metal heat - carrier. It is suggested to choose relative temperature pressure from a range of 0,35...0,5 for providing of set permanent values of coefficients of renewal of complete pressure in heat-exchangers on condition of minimization of sizes of heat-exchangers. It is shown that varying of relative temperature pressure in this range allows to change the relation of areas of heat-exchangers in a range 1,0.3,0 at a practically permanent total area.

Key words: gas turbine engine, regeneration of heat, intermediate heat – carrier, heat-exchanger, coefficient of heat transfer, temperature pressure.

УДК 629.735

А.С. Колядюк¹, Н.Г. Шульженко¹, И.Н. Бабаев²

¹ Институт проблем машиностроения А.Н.Подгорного НАНУкраины, ² ОАО «Турбоатом»

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПАРА В РЕГУЛИРОВОЧНОМ КЛАПАНЕ ТУРБИНЫ

Приводятся результаты численного моделирования процессов течения пара в регулировочном клапане паровой турбины на стационарном режиме работы. Рассматривается совместная задача турбулентного течения пара и теплопроводности в корпусе клапана. Для численного решения используется программный комплекс ANSYS/CFX. Процессы турбулентности моделируются полуэмпирической моделью Ментера. Определяются линии тока пара по проточной части, температура корпуса и давление на его стенках. Устанавливаются области отрыва потока и завихрений, особенности его протекания через паровое сито. Результаты приводятся в виде рисунков.

Ключевые слова: расчет, течение пара, регулировочный клапан, турбина.

Введение и постановка задачи

Регулировочный клапан предназначен для перекрытия и регулирования поступления пара в турбину. Он представляет систему трех клапанов, выполненных в одном корпусе: стопорного и двух регулировочных.



Рис. 1. Модель регулировочного клапана

Вопросы надежности таких клапанов имеют важное практическое значение. Основным признаком непригодности клапанов является образование трещин в корпусе. Для решения вопросов их надежности необходимо решение задачи термопрочности с использованием граничных

© А.С. Колядюк, Н.Г. Шульженко, И.Н. Бабаев, 2011 - **106** - условий теплообмена и нагружения их поверхности. Этим обуславливается необходимость моделирования процессов течения в проточной части при известных давлений и температуре пара на входе в клапан. При этом важно учесть основные конструктивные особенности клапана, в том числе и порожденные наличием парового сита. Последнее представляет собой цилиндрическую обечайку с отверстиями для фильтрации пара.

Рассматривался стационарный режим, при котором стопорный клапан открыт полностью, давление пара на входе 23,2207 МПа и температура 540 °С. При этом регулировочный клапан РК1 считается открытым на 40.2 см, давление за РК1 22.798 МПа, регулировочный клапан РК3 открыт на 34.6см, давление за РК3 22.7998 МПа. На рис. 1 показана расчетная модель клапана в сборе с обозначением зон входа и выхода пара.

Рассматриваемая задача решалась с помощью программного комплекса ANSYS/CFX, позволяющего моделировать геометрические особенности проточной части клапана. При построении модели отдельные детали представлялись собранными в единую конструкцию. Конечноэлементная сетка представляется 33255067 элементами и 9037614 узлами с пятью ячейками в пограничном слое.

Описание математической модели

Использовалась математическая модель потока пара, реализованная в программном комплексе ANSYS/CFX[1]. В ее основе лежат осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса движения вязкой несжимаемой жидкости с учетом теплопередачи. Они представляются уравнениями неразрывности, изменения количества движения и уравнением полной энергии

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho U_{j}) = 0$$

;

$$\begin{split} & \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_i U_j \right) = \\ & - \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right]; \end{split}$$

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \ U \ h_{tot}) = (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau),$$

где t - время;

 ρ - плотность жидкости;

p - давление;

т - температура;

 U_i , U_j - составляющие скорости;

 μ_{eff} - эффективная вязкость;

 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t ;$

 μ , μ_t - коэффициенты динамической и тур-
булентной вязкости;

р'- модифицированное давление;

$$p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial U_m}{\partial x_m};$$

 $\frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ - дивергенция скорости;

k - кинетическая энергия турбулентности;

....

 U_m - скорость;

*h*_{tot} - полная энтальпия;

*с*_{*p*} - теплоемкость при постоянном объеме;

 λ - теплопроводность.

Для моделирования процессов турбулентности и описания пограничного слоя на поверхности корпуса применяется (одна из используемых в ANSYS/CFX) полуэмпирическая модель $k - \omega$ SST Meнтера[2, 3]. Модель SST, комбинируя достоинства классических моделей " $k - \varepsilon$ " и " $k - \omega$ ", обеспечивает достаточную точность результатов и эффективную сходимость итерационного процесса даже при относительно грубых сетках и умеренном разрешении пограничного слоя[4]. Система исходных уравнений модели имеет вид

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega + P_k;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \times$$

$$\frac{1}{\sigma_{\omega2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2,$$

где $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 3}$ -коэффициенты; ω -удельная скорость диссипации;

P_k - производство турбулентности.

Теплопередача в корпусе моделируется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T)$$

Принимается, что на границе корпуса его температура совпадает с температурой пара.

Некоторые результаты расчета

Расчет выполнялся для стационарного процесса, соответствующего мощности турбины 310 MBт. В результате определялись линии тока пара, температуры корпуса и давления на его стенках. В сечении Z (рис. 2) представлено распределение скоростей пара в камере, где установлено сито. Следует отметить неравномерность скорости потока по его высоте. Через верхние отверстия поток проходит со скоростью 98 м/с, а через нижние - 46 м/с (2,а). С противоположной стороны (2,б) поток более равномерен, так что отсутствуют значительные перепады скорости. В сечении X (рис. 3) наблюдается увеличение



Рис. 2. Скорости потока пара в сечении Z

скорости потока до 86,6 м/с в пространстве между ситом и корпусом. Это приводит к резкому падению скорости потока пара через сито (см. правую часть рисунка). С противоположной стороны поток является более равномерным при незначительном уменьшении скорости у нижнего ряда отверстий сита. На рисунке 4 показано распределение скорости потока пара в сечении Х. При этом наблюдается максимальная скорость потока, равная 188,9 м/с. За регулировочными клапанами происходит отрыв потока от внутренней стенки корпуса. Температура корпуса, как пока-

зано на рисунке 5, в этой зоне составляет 806,4 К°, что меньше на 14° чем температура пара на входе. В сечении У получена детальная картина прохождения пара через сито. На рисунке 6 показана неравномерность скорости прохождения пара через него. Заметны области, где присутствует значительное падение скорости с 98 м/с до 10 м/с. Такую неравномерность можно объяснить возникновением вихрей в задней части камеры парового сита, что показано на рисунке 7. Указанный перепад скоростей приводит к разнице температур на $1,3^{\circ}$ (рис. 8).



Рис. 3. Скорости потока пара в сечении Х, область сита





Рис. 6. Скорости потока пара в сечении Х
На рисунке 9 показано значение давления пара на стенки корпуса. Можно отметить падение дав-



Рис. 7. Линии тока с тыльной стороны сита

ления на 2 МПа в зоне регулировочных клапа-HOB



Рис. 8. Распределение температур в сите



Рис. 9. Распределение давления на стенках клапана

Выводы

Анализ результатов расчета свидетельствует о значительной неравномерности движения пара по проточной части регулировочного клапана. Определены области, в которых образуются отрывы потока и завихрения. Выявлена неравномерность скорости прохождения пара через сито, как по его высоте, так и по контуру. Это указывает на несовершенство проточной части регулировочного клапана и на необходимость доработки отдельных профилей и узлов с целью уменьшения сопротивления и завихрений потока. Из результатов расчета следует, что отличие минимальной и максимальной температур в корпусе для рассматриваемого режима составляет 8°. На рассмотренном режиме в ответственных элементах сита и в камере, где оно установлено, перепад температуры составил 1-2°. В то же время уста-

новлен значительный перепад давлений на стенках корпуса, который составляет 2-2,5 МПа. Полученные результаты могут быть использованы при моделировании термонапряженного состояния элементов корпуса.

Приведенные данные представляют первые результаты расчета задачи в данной постановке с учетом сложной геометрии клапана. Представляется целесообразным в дальнейшем оценить влияние на точность решения иных вариантов граничных условий, изменения размерности конечноэлементной сетки и количества ячеек в пограничном слое, учета обратного течения в зонах выхода потока, в том числе на других режимах работы.

Авторы выражают глубокую благодарность д-ру техн. наук, проф. Ершову С.В. за ценные замечания, учтенные в данной работе.

Поступила в редакцию 23.06.2011

А.С. Колядюк, Н.Г. Шульженко, И.Н. Бабаєв. Числове моделювання течії пари в регулювальному клапані турбіни

Приводяться результати числового моделювання процесів течії пари в регулювальному клапані парової турбіни на стаціонарному режимі. Розглядається сумісна задача турбулентної течії пари та теплопровідності в корпусі клапану. Для числового розв'язання використовувався програмний комплекс ANSYS/CFX. Процеси турбулентності моделюються напівемпіричною моделлю Ментера. Визначаються лінії течії в проточній частині корпуса та тиск на його стінки. Встановлені області відриву течії та завихрення, особливості його протікання через сито. Результати приводяться в формі малюнків.

Ключові слова: розв'язання, течія пари, регулювальний клапан, турбіна.

A.S. Kolyadyuk, M.G. Shul'zhenko, I.N. Babayev. Computer modeling of steam flow in the regulating valve of the turbine

Results of computer modeling of steam flow in the regulating valve of steam turbine are presented. The steam operating mode is steady-state. The coupled problem of steam turbulence flow and heat conducting are solved by authors by means ANSYS/CFX software package. The semiempirical Mentera's model is applied for turbulence process modeling. The steam lines inside the shell, temperature and pressure fields on the walls are determined. The regions of flow separation and eddying, features of its leakage through the steam sieve are ascertained. Results are presented in figures.

Key words: solve, steam flow, regulating valve, turbine.

УДК.621.43: 62-66: 62-62.

Е.В. Белоусов, М.С. Агеев, Н.Н. Кобяков

Херсонский государственный морской институт

КОМПЛЕКСНАЯ УТИЛИЗАЦИЯ ОТХОДОВ СЕПАРАЦИИ ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Рассмотрены вопросы комплексной утилизации отходов сепарации тяжелого моторного топлива в аппаратах, имеющих общий тепло- и массообмен с другими элементами судовой энергетической установки. Выполнена укрупненная математическая модель процесса парогазовой газификации шламов с химической регенерацией теплоты и рециркуляцией отработавших газов на впуск двигателя. На основании численных экспериментов показана техническая выполнимость и экономическая целесообразность использования комплексной утилизации шламов при эксплуатации судовых установок с дизельными двигателями.

Ключевые слова: газификация, сепарация, химическая регенерация, шламы, дизельный двигатель.

1. Актуальность проблемы

Постоянный рост требований к экологическим показателям работы судовых дизельных установок с одной стороны и повышение стоимости топлив с другой, заставляют разработчиков судовых дизельных двигателей искать нетрадиционные подходы к решению проблемы сокращения вредных выбросов и снижения эксплуатационных затрат на топливо.

2. Анализ состояния проблемы

Опыт последних десятилетий показал. что эффективное решение проблем судовой энергетики возможно только на базе комплексного подхода, когда все процессы, связанные с работой и эксплуатацией судовой энергетической установки (СЭУ) рассматриваются как единое целое. Так, значительного снижения эксплуатационных затрат удалось достичь, переведя средне- и высокооборотные двигатели на тяжелые топлива, стоимость которых значительно ниже светлых нефтепродуктов. Чтобы осуществить такой переход в условиях ужесточающихся требований к экологическим и экономическим показателям двигателей, пришлось решить ряд проблем, в первую очередь, связанных с совершенствованием рабочего процесса.

К числу новшеств, направленных на совершенствование рабочего процесса в двигателях последних моделей, можно отнести: повышение давления наддува до 0,32...0,4 МПа [1]; повышение давления (p_c) и температуры (T_c) в конце сжатия до 10...16 МПа и 900...1200 К, соответственно, а также повышение максимального давления цикла (p_z) до 18,5...23 МПа [1, 2]; повышение давления впрыска топлива до 90...150 МПа [3]; переход на аккумуляторные системы впрыска с микропроцессорными системами управления и контроля [1-3]; оптимизация фаз газораспределения и управление ими, в частности переход на, так называемый, Миллер-процесс [1]; применение специальных законов подачи топлива в камеру сгорания, в частности с предили послевпрыском, а также с несколькими последовательными впрысками [1, 3]; использование других технических решений, к числу которых можно отнести: использование водотопливных эмульсий; увлажнение надувочного воздуха; прямой впрыск воды в рабочее пространство двигателя, перепуск отработавших газов на впуск двигателя и т.д.

В то же время переход на тяжелые топлива породил ряд новых проблем. В частности возросли объемы сепарации тяжелого топлива, что в свою очередь привело к увеличению объемов шламовых отходов, которые необходимо утилизировать или сдавать на берег [4]. В результате в топливном балансе СЭУ теряется от 0,5 до 3% топлива.

В настоящее время значительная часть усилий ведущих дизелестроительных компаний направлена на совершенствование рабочих процессов в дизельных двигателях и сопряженном с ними энергетическом оборудовании. В ряде случаев энергетическое оборудование связано между собой общим тепло- и массообменом, что позволяет значительно улучшить характеристики СЭУ в целом.

3. Решение проблемы

В качестве одного из вариантов комплексного подхода к совершенствованию топливо-эколо-

гических показателей судовой установки может быть предложена схема, в которой система утилизации шламовых отходов включается в состав энергетической установки и участвует в общем тепло- и массообмене с другими элементами СЭУ. При этом обеспечивается рециркуляция отработавших газов двигателя, позволяющая не только повысить полноту использования топлива, но и понизить содержание вредных веществ в отработавших газах. Принципиальная схема установки показана на рис. 1. Основным элементом установки является газогенератор для газификации отходов сепарации тяжелого топлива. Для газификации шламов используется газопаровая смесь, состоящая из отработавших газов двигателя и водяного пара, полученного за счет теплоты отработавших газов.



Рис. 1. Принципиальная схема комплексной установки для утилизации шламов, рециркуляции отработавших газов и регенерации их теплоты:

 золоприемник; 2 – тепловой экран; 3 – пароперегреватель; 4 – регулятор газового потока через газогенератор; 5 – паровая форсунка; 6 – газогенератор;

 7 – греющий контур; 8 – водяной контур; 9 – подогреватель воды; 10 – пространство сепарации пара

Использование отработавших газов в качестве составляющей дутьевого агента целесообразно по следующим причинам:

- большие коэффициенты избытка воздуха у современных дизелей приводят к тому, что в отработавших газах содержится достаточное количество кислорода для поддержания процессов горения в газогенераторе; - поступая в зону реакции с температурой 300...350 °C, отработавшие газы вносят в реактор теплоту, необходимую для обеспечения нормального теплового баланса газогенератора;

- продукты полного сгорания, содержащиеся в отработавших газах, в восстановительной зоне реактора восстанавливаются до горючих компонентов. При этом недостающая теплота для нормального теплового баланса восстановительной зоны может быть подведена к реактору за счет теплоты отработавших газов через стенки реактора.

При использовании теплоты отработавших газов для обеспечения нормального теплового баланса газогенератора эта теплота расходуется на окислительно-восстановительные реакции в слое топлива и в виде энергии химических связей с генераторным газом возвращается в рабочее пространство поршневого двигателя. Таким образом, при использовании предложенной схемы утилизации, происходит химическая регенерация теплоты отходящих газов.

Для проверки выдвинутых предположений, была разработана укрупненная математическая модель процесса газификации шламов в газогенераторе, выполненном по схеме, приведенной на рис. 1. В качестве объекта исследования рассматривалась СЭУ транспортного судна, основные характеристики которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики СЭУ

Параметр	Значение
Водоизмещение судна, т	12000
Тип главного двигателя	MaK 9M43C
по ГОСТ	9ЧН 43/61
Мощность, кВт	8100
Частота вращения, мин ⁻¹	500
Удельный расход топлива, кг/(кВт×ч)	0,171

На рис. 2 приведены расчетные данные состава генераторного газа как функции массы газифицирующего агента, поступающего в газогенератор. Для рассматриваемого случая, масса шламов, подвергающихся газификации, выбиралась из расчета 1% от часового расхода топлива главным двигателем. Эта цифра соответствует нормам IMO, однако на практике может быть значительно больше, достигая 2...3%. Влажность шламов принималась на уровне 10% от их массы.

Для рассматриваемого случая была смоделирована парогазовая газификация, при которой доля водяного пара в дутьевом агенте составляла 20% от массы газа. Наличие серы ни в жидком топливе, ни в продуктах газификации не учитывалось. Расчетный состав газифицирующего агента, состоящего из смеси отработавших газов и водяного пара, приведен в табл. 2. Ступенчатый характер изменения концентрации различных компонентов объясняется преобладанием того или иного типа реакций в окислительной и восстановительной зоне газогенератора, а также расходованием некоторых компонентов газовой смеси, что приводит к перераспределению реагентов между зонами.

Таблица 2

Состав дутьевого агента на входе в газогенератор

Компонент дутьевого агента	Знач.
M _{CO2} , %	2,175
М _{Н2} О, %	16,982
M _{O2} , %	12,464
M _{N2} , %	68,379

Из рис. 2 видно, что максимальная теплота сгорания генераторного газа достигается при отсутствии газифицирующего агента, то есть при паровой конверсии топлива за счет влаги топлива. Однако анализ теплового состояния реактора, приведенный на рис. 3, показывает, что в этом случае в восстановительной зоне реактора, температура недостаточна для протекания восстановительных реакций. Это указывает на невозможность работы реактора в таком режиме.



Рис. 2. Объемная концентрация компонентов газовой смеси как функция массы газифицирующего агента

Достижение температур, необходимых для протекания восстановительных реакций, происходит при увеличении подачи газифицирующего агента 80 кг/ч и более. Началу этого диапазона соответствует температура 1070 К. Далее температура в восстановительной зоне остается достаточно стабильной, достигая своего максимума 1227 К, при подаче 100 кг/ч газопаровой смеси.

Из рис. 2 и 3 видно, что для рассматриваемого случая, максимальная теплота сгорания генераторного газа в диапазоне возможных режимов работы достигается при подаче 80 кг/ч газифицирующего агента.



Рис.3. Температуры в окислительной и восстановительной зоне реактора, а также теплота сгорания генераторного газа как функция массы газифицирующего агента

Если основной задачей газификации является получение максимально высококалорийного генераторного газа, то этот режим можно считать оптимальным. При решении других задач, например совместная газификация и рециркуляция отработавших газов двигателя, с целью снижения вредных выбросов, критерием выбора режима работы газогенератора может быть количество газов, необходимое для рециркуляции.

Расчеты показали, что при подаче 80 кг/ч газифицирующего агента, состав которого приведен в табл. 2, для поддержания температурного режима восстановительной зоны будет регенерировано 63 МДж теплоты отработавших газов. Это составит 0,5% от всей теплоты, отводимой ими от двигателя. При этом, может быть получен генераторный газ со следующим объемным составом: CO - 12,57%; $H_2 - 11,91\%$; $CO_2 - 9,47\%$; $O_2 - 0,01\%$; $N_2 - 54,84\%$; $H_2O - 11,2\%$. Массовая теплота сгорания газа составит 2,41 МДж/кг. В генераторный газ переходит при-

мерно 46% теплоты шламов, что хорошо согласуется с экспериментальными данными для близкого по составу дутьевого агента [5]. Можно также ожидать, что наличие газового топлива в рабочем цилиндре двигателя благоприятно скажется на рабочем процессе двигателя, однако такое предположение требует экспериментальной проверки.

Выводы

Разработанная модель процесса газификации шламов в аппарате, имеющем общий тепло- и массообмен с другими элементами СЭУ, позволяет спрогнозировать характер протекания реакций в газогенераторе, при известных параметрах газифицирующего агента и определить состав генераторного газа, получаемого на выходе.

Рассмотренная в работе схема позволяет объединить процесс газификации с рециркуляцией отработавших газов и химической регенерацией их теплоты. В результате включения шламов в топливный баланс двигателя, а также с учетом регенерации теплоты, эффективность всей судовой установки в рассматриваемом случае может быть повышена на 0,57%.

Перечень ссылок

1. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.

2. Конке Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: Учеб. пособие – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.

3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

4. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С.О. Макарова. 2005. – 123 с.

5. Померанцев В.В., Арфеньев К.М. и др. Основы практической теории горения. Ленинград: Энергия, 1973. – 263 с.

Є.В. Білоусов, М.С. Агєєв, М.М. Кобяков. Комплексна утилізація відходів сепарації палива в суднових енергетичних установках

Розглянуто питання комплексної утилізації відходів сепарації важкого моторного палива в апаратах, що мають загальний тепло- та масообмін з іншими елементами суднової енергетичної установки. Виконано укрупнену математичну модель процесу парагазової газифікації шламів з хімічною регенерацією теплоти й рециркуляцією відпрацьованих газів, на впуск двигуна. На підставі чисельних експериментів показана можливість технічного виконання й економічна доцільність використання комплексної утилізації шламів при експлуатації суднових установок з дизельними двигунами.

Ключові слова: газифікація, сепарація, хімічна регенерація, шлами, дизельний двигун.

E. Belousov, M. Ageev, N. Kobyakov. Complex utilization of the waste of separation of fuel in the ship power installations

Problems of complex utilization of a waste of separation of heavy motor fuel in apparatus having common thermal and mass interchanging with other elements of ship power installation are considered. The integrated mathematical model of process naporasoeoù gasifications of slimes with chemical regeneration of warmth and recirculation of the completed gases on a drive admission is executed. On the basis of numerical experiments engineering realizability and economic feasibility of use of complex utilization of slimes is displayed at maintenance of ship installations with diesel engines.

Keywords: gasification, separation, chemical regeneration, slimes, the diesel engine.

УДК 52-423

Я.А. Кумченко

НПП «КАШТУЛ», Украина

НОВЫЙ КЛАСС ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СРЕДСТВ ПОЖАРОТУШЕНИЯ ШИРОКОГО СПЕКТРА ПРИМЕНЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены положительные и отрицательные качества применяемых порошковых средств пожаротушения. Поставлена задача создать многофункциональное вещество, позволяющее эффективно использовать его в виде порошка и в водных растворах, а также для вытеснения реагента из емкости. Разработана лабораторная технология получения такого порошка нового типа — калиевой соли азидоуксусной кислоты. Проведены первые испытания полученного вещества, показавшие его высокую эффективность. Результаты работы позволяют предложить новое вещество для создания прогрессивных систем пожаротушения в сложных условиях, в т.ч. в замкнутых объемах, в частности, на объектах авиационной и ракетно-космической техники.

Ключевые слова: средства пожаротушения, эффективность тушения, ингибирование горения, азидоуксусная кислота, ее калиевая соль.

1. Введение

Известны различные методы и огнетушащие вещества для защиты объектов различного назначения. Наиболее доступным и дешевым огнетушащим компонентом является вода. Ее тушащие свойства обусловлены большой теплотой испарения и высокой удельной теплоемкостью. При нагреве и превращении в пар она поэтому отбирает много тепла, чем способствует снижению температуры в зоне горения, что приводит к прекращению процесса горения на поверхности. Для повышения теплоотдачи к воде ее следует распылять до мелкодисперсного состояния. Кроме того, введение в зону горения паров воды снижает концентрацию кислорода во влажном воздухе, что само по себе может привести к прекращению процесса горения.

Более эффективными средствами являются порошки, хранящиеся в огнетушителях в заранее диспергированном виде. Применяются самые различные химические составы порошков — на основе солей аммония, бикарбонатов щелочных металлов, щелочей и т.п. Но для повышения эффективности тушения размеры частиц должны быть очень малыми (для создания устойчивого аэрозоля), а измельчение вещества требует значительных затрат энергии, что повышает его стоимость. Некоторые известные составы дополнительно дробятся во время их нагревания (например, «Моннекс»), но и это не приводит к желательной дисперсности.

Следующим шагом к повышению эффективности тушения является введение в очаг пожара ингибитора горения, т.е. химического вещества, в присутствии которого процесс горения не развивается и пламя потухает (например, составы типа СТК-Б). Но и в известных таких веществах крупность полученных при реакции твердых частиц (а они не оказывают ингибирующего действия) довольно высока, т.е. часть порошка не используется по назначению.

Еще одним существенным недостатком известных средств пожаротушения является их токсичность или невозможность дышать в их присутствии. Это приводит к отравлениям и даже гибели людей, находящихся или в очаге пожара, или в замкнутом объеме, в котором пожара нет, но при ложном срабатывании системы пожаротушения эти составы подаются в объем.

2. Постановка задачи

Таким образом, общий недостаток известных средств пожаротушения — недостаточная эффективность их применения исходя из требования мелкодисперсности частиц и их полного превращения в ингибирующие газы, что приводит к увеличению требуемой массы применяемого средства, а также токсичность самого вещества или его паров.

Целью разработки нового класса огнетушащих веществ было получение мелкодисперсного порошка, способного длительно создавать устойчивый аэрозоль и обладающего высокими ингибирующими способностями для того, чтобы минимизировать его количество, необходимое для эффективного и быстрого тушения очага возгорания. Вторым требованием была неслеживаемость порошка в процессе хранения. Еще необходимо

© Я.А. Кумченко, 2011

было получить вещество, хорошо растворяющееся в воде для использования его в смеси с водой в случаях, где необходимо сочетание ингибирующих свойств порошка с большим поглощением тепла водой. К тому же, желательно было получить вещество, способное быть использованным и для вытеснения порошка или его раствора из емкости огнетушителя, а также не представляющее опасности для людей, вдыхающих это вещество в газообразном или порошкообразном виде.

3. Технология получения

В качестве такого перспективного нового вещества в результате длительных поисков была предложена калиевая соль азидоуксусной кислоты.

Сущность разработанного и проверенного лабораторного способа ее получения заключается в щелочном гидролизе этилового эфира азидоуксусной кислоты спиртовым раствором гидроокиси калия, пример осуществления которого приведен ниже.

К раствору 110 г этилового эфира азидоуксусной кислоты в 400 мл этилового спирта дозируют при перемешивании 360 г 20%-ного спиртового раствора щелочи калия при температуре не выше 50 °C с последующим перемешиванием в течение 10 - 15 мин и фильтрации выпавшего продукта.

Выход сырца составляет 71 г (79%). После синтеза калиевую соль кристаллизуют. Для этого 30г соли растворяют при нагревании в 900 мл этилового спирта, затем охлаждают до 15 ± 5 °C. Выпавшие кристаллы отфильтровывают. Выход соли составляет 21 г. Возможна кристаллизация из водного раствора этанола, для этого 21 г соли растворяют в смеси 160 мл этилового спирта и 8г воды. При охлаждении выпадают ультрадисперсные — размером менее 2 — 3 мкм — чешуйчатые кристаллы. Вес конечного продукта — сухой калиевой соли азидоуксусной кислоты (КСАУК) — составляет 16 г. Соль гигроскопична, хорошо растворяется в воде (более 100 г в 100 г воды), этиловом спирте и его водном растворе.

Химическая формула калиевой соли АУК:

$$N_3 - CH_2 - C$$

Температура воспламенения соли составляет более 180 - 200 ° С. Скорость горения чрезвычайно высока (в связи с чем измерить ее не удалось), но продукт не детонирует. Нижний предел чувствительности к удару по стандартной пробе 10 кг х 25 см составляет 68 %, к трению $P = 4800 \text{ кг/см}^2$.

Пути практического использования полученной соли в качестве компонентов различных ог-

4. Варианты применения

4. 1. КСАУК как эффективное средство объемного пожаротушения

Чрезвычайная ультрадисперсность (менее 2 мкм) кристаллов соли позволяет получать очень устойчивые огнетушащие аэрозоли ингибиторов горения КОН, K_2CO_3 в составе газов CO_2 , N_2 и паров воды. Порошок КСАУК может быть псевдоожижен холодным газом и подаваться в зону горения в виде струй, в пламени пожаров воспламеняться, создавая огнетушащие ингибиторы.

В очаги пожара соль может доставляться путем забрасывания в гранатах и др. средствах доставки. Она может дистанционно воспламеняться по команде оператора или автоматической системы. Образовавшаяся аэрозоль накрывает очаг огня и обеспечивает его тушение.

Весьма важным качеством КСАУК является малая токсичность самого порошка и продуктов его газификации. Поэтому его можно использовать для обитаемых пожароопасных объемов и отсеков зданий, сооружений и транспортных средств, в т.ч. самолетов и космических кораблей.

4.2. КСАУК как компонент средства комбинированного пожаротушения

Хорошая растворимость соли в воде и других жидкостях и растворах позволяет готовить на ее основе огнетушащие средства, например, для жидкостных или комбинированных огнетушителей. При распыливании жидкостей центробежными или пневматическими форсунками капли в пламени пожара испаряются, жидкость выпаривается, а соль превращается в очень мелкодисперсные кристаллы. При достижении ими температуры воспламенения происходит вторичное дробление КСАУК, что повышает эффективность тушения пожара за счет быстрого выхода ингибиторов горения. При подаче горячими газами капли раствора также подвергаются вторичному дроблению, что еще более повышает скорость выхода ингибиторов.

4.3. КСАУК как компонент порошковых средств пожаротушения.

Как уже отмечалось в п. 1, соль может самостоятельно применяться в виде порошка, если для его аэрации использовать холодные газы, например, воздух или углекислоту. Если же последнюю ввести в состав порошка или на поверхность его частиц, будет осуществляться вторичное дробление порошка и достигаться более высокая степень его дисперсности. При этом его эффективность значительно возрастает, аэрозоли получаются более устойчивыми, длительность пожаропредупреждения возрастает.

4.4. КСАУК как средство газовытеснения огнетушащих составов

Размещая соль в герметичных ампулах, можно, вследствие высокой скорости газообразования КСАУК, заменить ею заряды газогенераторов и получать газ для псевдоожижения или вытеснения без применения дроссельных шайб (необходимость установки которых в генераторах с известными веществами часто приводит к закупорке и разрыву корпусов генераторов). Причем, выделение газов из соли достигает 0,45 – 0,5 л/г при большом содержании в них азота. Поэтому КСАУК может применяться и в устройствах типа гранат для разбрасывания других порошкообразных огнетушащих средств.

5. Результаты опытов

Работа с разработанной солью при отработке приведенной выше технологии показала, что растворы КСАУК полностью безопасны в обращении. Это особенно важно для практического применения на гражданских объектах.

В продуктах сгорания соли много азота и ингибиторов горения на основе калия (КОН, K_2CO_3), которые приводят к быстрому потуханию очага горения. Опытная проверка тушения горящего с поверхности этилового спирта, находящегося в чаше, в замкнутом объеме 0,06 м³ с расстояния 70 см путем воспламенения различных по массе навесок КСАУК показала, что эффективное тушение достигается уже при концентрации аэрозоли 25 мг/м³.

Таким образом, при отработке технологии получения нового вещества было показано, что по сравнению с известными порошкообразными средствами пожаротушения КСАУК имеет очень высокую степень дисперсности, обладает высокой скоростью газообразования и большим объемом выделяющихся инертных газов, не только уменьшающих концентрацию кислорода в зоне горения, но и имеющих высокие ингибирующие свойства. Проверенная технология защищена патентом России [1].

Был проведен опыт по распыливанию порошка КСАУК возле работающего двигателя автомобиля «Москвич». Как только облако полученного аэрозоля достигало воздушного фильтра, двигатель глох. Это было свидетельством эффективного влияния полученного вещества на процесс горения в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания.

Полученные результаты работы с КСАУК позволили рекомендовать применение этой соли не только для тушения пожаров и других процессов горения, но и в других направлениях, в частности, для устройств прогрева и запуска тяжелых двигателей внутреннего сгорания, малоинерционного срабатывания автоматических клапанов, безыскровой работы механизмов во взрывоопасной или загазованной среде и т.д., о чем было сказано в работе [2].

Для дальнейшего уменьшения стоимости разработанного порошка, что может обеспечить его широкое внедрение в различных отраслях техники, необходимо дальнейшее усовершенствование технологии его получения. Работы в этом направлении ведутся, получены обнадеживающие предварительные результаты.

Автор полагает, что и другие соли щелочных металлов (в частности, натриевая) азидоуксусной кислоты могут оказаться эффективными огнетушащими средствами, но для доказательства этого необходимо продолжить работы с ними при наличии заинтересованности потенциальных потребителей.

6. Выводы

1. Найден новый класс эффективных огнетушащих веществ — соли азидоуксусной кислоты.

2. Разработана лабораторная технология получения ее калиевой соли — КСАУК и экспериментально проверены ее огнетушащие способности.

3. Показана возможность ее использования для объектов ракетно-космической техники.

Перечень ссылок

1. Калиевая соль азидоуксусной кислоты в качестве компонента огнетушащих составов / Кумченко Я.А., Кумченко А.Я., Шишкин А.М., Кошоков А.Б., Андреев В.В. / Патент РФ 2043335, МПК С 07 С 247/12, 1993, БИПМ № 25 10.09.95.

2. Кумченко, Я.А. Вновь синтезированные многоцелевые составы на основе азидоуксусной кислоты / Я.А. Кумченко, А.М. Шишкин, В.И. Коновалов // XIX Межд. науч. школа «Деформирование и разрушение материалов», - ДГИ, - 2009, - С. 77 - 81.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Я.О. Кумченко. Новий клас високоефективних засобів пожежогасіння широкого спектру дії для використання для авіаційно-космічної техніки

Розглянуті позитивні і негативні якості застосовуємих порошкових засобів пожежогасіння. Поставлено задачу створити багатофункціональну речовину, що дозволить ефективно використовувати її у вигляді порошку і в водних розчинах, а також для витіснення реагентів з ємкості. Розроблена лабораторна технологія отримання такого порошку нового типу — калієвої солі азидооцтової кислоти. Проведені перші випробування отриманої речовини, які показали її високу ефективність. Результати роботи дозволяють запропонувати нову речовину для створення прогресивних систем пожежогасіння в складних умовах, в т.ч. в замкнених об'ємах, зокрема, на об'єктах ракетно-космічної техніки.

Ключові слова: засоби пожежогасіння, ефективність гасіння, інгібірування горіння, азидооцтова кислота, її калієва соль.

J.A. Kumchenko. New class of high-efficiency facilities of fireextinguishing of wide spectrum of application for air-space technique

The positive and negative internalss of the applied powder-like facilities of fireextinguishing are considered. The problem to create a multifunction substance allowing effectively to use it as powder and in water solution is set, and also for forcing of reagent out of capacity. Laboratory technology of receipt of such powder of new type is worked out - to potassium salt of azidvinegar acid. The first tests of the got substance, showing his high efficiency, are conducted. Job performances allow to offer a new substance for creation of the progressive systems of fireextinguishing of in difficult terms, including, in the reserved volumes, in particular, on the objects of aviation and space-rocket technique.

Keywords: facilities of fireextinguishing, efficiency of extinguishing, inhibition of burning, azidvinegar acid, her potassium salt. УДК 621.438:

М.А. Тарасенко, А.И. Тарасенко

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕСУРСОВ В ГТД С ТУК НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Рассматривается газотурбинный двигатель (ГГД), имеющий теплоутилизационный контур (ТУК) и промежуточный теплообменный аппарат между компрессорами. Компрессор считается состоящим из двух агрегатов. Компрессор до промежуточного теплообменного аппарата может иметь отдельный привод. Меняя температуру воздуха на выходе из промежуточного теплообменного аппарата можно поддерживать клд установки достаточно высоким в широком диапазоне мощностей. Приведены результаты расчета для ГГД на базе одновальной схемы с использованием промежуточного теплообменного аппарата в режиме подогревателя воздуха.

Ключевые слова: ГТД, ТУК, компрессор, теплообменный аппарат, кпд, расход, температура цикла.

Введение

Особенностью одновальных ГТД, работаюших на генератор, является практически постоянная скорость вращения. При работе на частичном режиме расход воздуха (газа) через турбомашины меняется незначительно. Поэтому уменьшение мощности достигается понижением температуры цикла [1]. Значительное понижение температуры цикла на частичных режимах может вызвать срыв работы ТУК и резкое понижение КПД. Срыв работы ТУК может быть вызван существенным понижением температуры наружного воздуха.

Промежуточное охлаждение циклового воздуха в ГТД с ТУК малоэффективно. Используя промежуточный пологрев воздуха. и регулируя температуру воздуха на выходе из промежуточного теплообменного аппарата, можно менять мощность двигателя с незначительным понижением температуры цикла и без срыва ТУК.

1. Формулирование проблемы

Рассматривается схема ГТД, изображенная на рис.1, в которой осуществляется подогрев циклового воздуха между компрессорами. Для подогрева воздуха используется низкопотенциальное тепло отходящих из утилизационного котла газов. Низкопотенциального тепла обычно много. Необходимо получить зависимость КПД двигателя от относительной мощности при управлении температурой воздуха за промежуточным теплообменным аппаратом. Предложить алгоритм изменения температуры воздуха за промежуточным теплообменным аппаратом, который позволит получить максимальный КПД.

Цель работы — обосновать, путем расчетов на ЭВМ, эффективность схемы с промежуточным подогревателем циклового воздуха в ГТД.

1.1 Общие соображения

На рис.1 показана схема газотурбинного двигателя с ТУК и промежуточным подогревателем циклового воздуха.



Рис. 1. Схема ГТД с ТУК и промежуточным подогревателем циклового воздуха

1 - первый компрессор; 2 - подогреватель циклового воздуха; 3 - второй компрессор; 4 - камера сгорания; - турбина газовая; 6 - генератор (внешняя нагрузка); 7 - котел; 8 - водоподогреватель (экономайзер);

- 9 регулирующий кран; 10 турбина паровая;
 11 генератор (внешняя нагрузка); 12 конденсатор; 13 - струйный аппарат; 14 - насос

© М.А. Тарасенко, А.И. Тарасенко, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 Газотурбинный двигатель рис. 1 работает следующим образом:

1. Наружный воздух, сжатый компрессором 1 подается в подогреватель циклового воздуха 2. Этот подогреватель может работать в качестве охладителя, если требуется дополнительная мощность. Привод компрессора 1 осуществляется от паровой турбины 10 и, если необходимо, от генератора 11, который в этом случае работает в режиме двигателя.

2. Нагретый в подогревателе 2 до заданной температуры воздух поступает в компрессор 3. Температура воздуха на выходе из подогревателя регулируется краном 9. С помощью этого крана увеличивают или уменьшают расход греющей воды через подогреватель.

3. Сжатый в компрессоре 2 воздух подается в камеру сгорания. Подачей топлива в камеру сгорания 4 управляет регулятор скорости вращения. При автономном режиме работы температуру воздуха на выходе из подогревателя поддерживают так, чтобы температура на выходе из камеры сгорания находилась в заданных приделах. При работе в сеть регулятор скорости поддерживает заданной температуру на выходе из камеры сгорания, а мощность ГТД определена температурой воздуха на выходе из подогревателя.

4. Продукты сгорания из камеры сгорания поступают в газовую турбину 5. Газовая турбина 5 осуществляет привод компрессора 3 и генератора 6.

5. Продукты сгорания, отработавшие в газовой турбине 5, поступают в утилизационный котел 7, а затем в экономайзер 8 и газоход.

6. Насос 14 подает воду в экономайзер 8, в котором она подогревается до температуры насыщенного пара. Электропитание насоса осуществляется от частотного преобразователя, с помощью которого поддерживается заданное давление воды на входе в котел 7.

7. С выхода экономайзера часть воды поступает в подогреватель 2, а остальная вода в котел 7. Количество воды, поступающее в подогреватель, определено краном 9.

8. Пар, произведенный в котле 8, срабатывается в паровой турбине 10 и конденсируется в конденсаторе 12.

9. Вода, выходящая из подогревателя воздуха, поступает в струйный аппарат 13, где смешивается с конденсатом. Со струйного аппарата 13 вода поступает на вход насоса 14.

2. Решение проблемы

С помощью методики, изложенной в [2], строим зависимости мощности двигателя \overline{N} от температуры за подогревателем t_{HAF} при постоянной температуре цикла (при $t_{03} = \text{const}$) и зависимости КПД двигателя от температуры за подогревателем при постоянной температуре цикла (рис. 2). С помощью этих кривых можно сформировать рациональный способ управления двигателем.

Имеется два канала воздействия на двигатель – это регулирование температуры цикла путем управления подачей топлива и регулирование температуры воздуха за подогревателем циклового воздуха путем изменения расхода теплоносителя через подогреватель.



Рис. 2. Линии $\overline{N} = \text{const}$ на поле $K\Pi \square - t_{HA\Gamma}$ 1 — линии $\overline{N}(t_{HA\Gamma})$ при $t_{03} = \text{const}$; 2 — линии при $t_{03} = \text{const}$

Кривые на рис. 2 построены для относительных температур цикла $\bar{t}_{03} = 1,0-0,9$ с шагом 0,01. На рис. 2 легко построить линии постоянной мощности на поле КПД – t_{НАГ}. Проводим вертикаль (на рис. 2) через точку пересечения кривой 1 для $\bar{t}_{03} = 1,0$ с горизонталью $\bar{N} = 1,0$. Находим точку пересечения этой вертикали с верхней кривой семейства 2. Находим точку пересечения горизонтали $\overline{N} = 1.0$ с кривой семейства 1 соответствующей $\bar{t}_{03} = 0,97$. Температура за подогревателем примерно 7 °С. Из найденной точки пересечения проводим вертикаль до пересечения с соответствующей кривой семейства 2. Спомощью графика рис. 2 можно подтвердить известный вывод о том, что максимальный КПД будет при максимальной температуре цикла. Из этого следует, что температуру цикла следует держать постоянной, а если необходимо уменьшить мощность двигателя, то надо повышать температуру за подогревателем циклового воздуха.

Для подогрева воздуха в схеме рис. 1 используется вода. Это означает, что подогреть воздух до температуры выше 200 С затруднительно. Учитывая ограничения по температуре подогрева воздуха можно рекомендовать следующий алгоритм работы:

1. На режимах работы близких к номинальному режиму мощность двигателя регулируют изменением температуры за подогревателем циклового воздуха. Температуру цикла при этом поддерживают на заданном уровне (как вариант равной температуре на номинальном режиме). Таким способом понижают мощность до тех пор, пока температура за подогревателем циклового воздуха не станет равной 200 °C.

2. Если температура за подогревателем циклового воздуха равна 200 °C, то ее поддерживают на заданном уровне, а температуру цикла понижают.

На рис. 3 показана зависимость параметров двигателя, схема которого показана на рис. 1 и который работает по изложенному алгоритму.



Рис. 3.Сравнение параметров ГТД с ТУК схемы рис.1 и стандартной одновальной на частичных режимах

1,2 — Зависимость КПД двигателя схемы рис.1 от относительной мощности при температуре наружного воздуха 15 °С и минус 15 °С; 3,4 — Зависимость КПД двигателя стандартной схемы от относительной мощности при температуре наружного воздуха 15 °С и минус 15 °С; 5,6 — Зависимость температуры перед котлом для двигателя схемы рис.1 от относительной мощности при температуре наружного воздуха 15 °С и минус 15 °С; 7,8 — Зависимость температуры перед котлом для двигателя стандартной схемы от относительной мощности при температуре наружного воздуха 15 °C и минус15 °C;

На рис. 3 приведены результаты сравнительных расчетов двигателя схемы рис.1 и стандартного одновального двигателя [1] при следующих параметрах номинального режима:

Температура за камерой сгорания1000 °С
Суммарная степень повышения
давления 20;
КПД элементарной ступени
Степень восстановления полного давления
в котле, подогревателе и камере
сгорания0,95;
Температура за подогревателем 40 °C;
Отношение КПД парового цикла
к КПД цикла Карно0,55.

Графики рис. 3 показывают слабую зависимость параметров двигателя схемы рис. 1 от температуры наружного воздуха в отличие от двигателя стандартной схемы.

Температура газов перед котлом для двигателя схемы рис.1 меняется незначительно с изменением мощности и температуры наружного воздуха в отличие от двигателя стандартной схемы. Этот факт позволяет осуществить утилизацию тепла отходящих газов в широком диапазоне мощности от 1,0 до 0,5 независимо от температуры наружного воздуха, что нельзя сказать про двигатель стандартной схемы.

Стабильность температуры перед котлом позволяет выбрать ее достаточно низкой, например, путем увеличения степени повышения давления компрессоров.

Основным преимуществом двигателя схемы рис.1 является высокий КПД на частичных режимах. В ряде диапазонов преимущество до 10% или до 5% абсолютных при уровнях КПД порядка 44%.

С помощью графика рис. 3 (кривая 4) можно подвергнуть сомнению тезис о том, что экономичность стандартного ГТД повышается с понижением температуры наружного воздуха. Действительно, КПД стандартной схемы при пониженной температуре наружного воздуха (рис. 3 кривая 4) будет высоким на повышенной мощности. Но реально нужна не повышенная, а заданная (как вариант номинальная) мощность, при которой КПД ниже, чем на номинальном режиме.

В качестве недостатка схемы рис. 1 можно отметить некоторое снижение КПД на номинальном режиме. Это снижение определено потерей полного давления в подогревателе циклового воздуха и заметно потому, что сравнение проводится при прочих равных условиях. Одним из преимуществ двигателя схемы рис.1 является стабильность температуры перед котлом, что позволяет выбрать ее достаточно низкой. Это означает, что высокопотенциальное тепло не переходит в низкопотенциальное и КПД на номинальном режиме двигателя стандартной схемы будет ниже, чем КПД двигателя схемы рис. 1.

Схема рис.1 может быть рассмотрена, как схема с регенерацией низкопотенциального тепла отходящих газов. Эта схема рационально использует вторичные тепловые ресурсы на частичных режимах работы двигателя.

Заключение

Промежуточный подогрев (охлаждение) циклового воздуха в ГТД с ТУК можно рассматривать как средство для обеспечения утилизации на частичных режимах в широком диапазоне температур наружного воздуха.

Стабильность температуры перед утилизационным котлом, при промежуточном подогреве циклового воздуха, позволяет осуществить утилизацию в двигателях со сравнительно низкой температурой цикла (большим ресурсом), что увеличит КПД в полтора раза.

Применение промежуточного подогрева (охлаждения) циклового воздуха делает параметры ГТД стабильными. Мощность и КПД двигателя мало зависят от температуры наружного воздуха. Рациональное использование вторичных тепловых ресурсов двигателя, путем промежуточного подогрева циклового воздуха в ГТД с ТУК, позволяет, по сравнению со стандартной схемой, повысить на частичных режимах КПД двигателя на 10% или до 5% абсолютных при уровнях КПД порядка 44%.

Можно отметить, что для переоборудования стандартного ГТД до схемы рис.1 не требуется расстыковка двигателя и организация каких-либо механических связей с ним. ТУК организовывается стандартным образом, а паровая турбина, дополнительный компрессор и теплообменный аппарат состыковываются с входным устройством ГТД. Используя паровую турбину можно организовать запуск двигателя без электростартеров.

Перечень ссылок

1. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.І. – М.: «Машиностроение», 1977. – 312с.

2. Тарасенко М.А. Оптимальное промежуточное охлаждение ГТД разных схем на частичных режимах // Авиационнокосмическая техника и технология, - 2010. - №9(76) - С.56-58.

Поступила в редакцию 07.07.2011

М.О.Тарасенко, О.І.Тарасенко. Рациональне використання вторичних теплових ресурсів ГТД на часткових режимах

Розглядається газотурбінний двигун (ГТД), який має теплоутилізуючий контур (ТУК) та теплообмінний апарат проміж компресорами. Компресор вважається побудованим з двох агрегатів. Компресор до теплообмінного апарату може мати окремий привод. Змінюючи температуру повітря, що виходе з теплообмінного апарату проміж компресорами можливо підтримувати ккд на досить високому рівні у широкому діапазоні потужностей. Наведено результати розрахунків для ГТД на базі одновальної схеми з використанням теплообмінного апарату проміж компресорами в якості підігрівача повітря.

Ключові слова: ГТД, ТУК, компресор, теплообмінний апарат, ккд, витрата, температура циклу.

M.A.Tarasenko, A.I.Tarasenko. Optimal usage of secondary heat resources gas-turbine engine with hro on partial regimes

We view gas-turbine engine (GTE) that has a heat-recovering outline (HRO) and intermediate heat exchanger in the compressor. Compressor is consisting with two units. That part of compressor that is set before heat exchanger could has a dedicated drive. Changing temperature on heat exchanger output efficiency can be set and kept high enough in the wide range of power. The calculating results for GTE, based on single-shafted scheme with usage of intermediate heat exchanger as air heater, are given.

Key words: GTE, HRO, compressor, heat exchanger, efficiency, consumption, temperature of cycle.

УДК 621.43

С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков

ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им.И.И.Ползунова», Россия

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ С ПЕРСПЕКТИВНОЙ СИСТЕМОЙ ПИТАНИЯ

В данной статье рассмотрена возможность повышения энергоэффективности газопориневых двигателей на частичных режимах за счет отключения части цилиндров. Данная возможность достигается благодаря оснащению двигателя индивидуальными газовыми форсунками с электронным управлением. Описана теоретическая возможность достижения поставленной задачи. Приведены результаты расчета мощности и расхода топлива при отключенных цилиндрах на режимах частичной мощности. В качестве объекта исследования выступает газопоршневой рядный двигатель 1Г6 производства ОАО XK «Барнаултрансмаш».

Ключевые слова: газопоршневой двигатель, отключение цилиндров.

Введение

В последнее время, все большее распространение получают газовые топлива для ДВС. В качестве источников энергии могут быть использованы различные виды газов: природный, нефтяной, синтез-газ, биогаз. Для России этот путь наиболее актуален за счет обширных запасов природного газа, разветвленной сети транспортировки, удобства использования.

В настоящее время парк двигатель-генераторных установок России насчитывает около 50 тыс. шт. единичной мощностью от 4 до 1000 кВт. Утилизация «вторичной» теплоты поршневых ДВС позволяет использовать эти установки в качестве автономных когенерационных источников электрической и тепловой энергии для энергоснабжения отдельных объектов (зданий), а при их параллельной работе с суммарной мощностью до 1,5-5 МВт для энергоснабжения малых предприятий и небольших поселков. За счет утилизации «вторичной» бросовой теплоты двигателей к.п.д. таких установок оценивается до 85-90%.

Поршневые электрические и электротепловые модули выпускаются рядом предприятий России, имеющих собственное моторостроительное производство или осуществляющих конверсию ДВС на газовое топливо и сборку из комплектующих. В качестве основы газопоршневых ДВС обычно используют дизельные двигатели, что связано с большим литражом дизельных двигателей и, соответственно, большей получаемой мощностью конвертированных ДВС.

На кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Алтайского государственного технического университета совместно с ООО «АБИТ» была разработана система питания газопоршневого двигателя. В качестве базового двигателя выбран газопоршневой двигатель Г6 производства ОАО ХК «БарнаулТрансмаш». Отличием данной системы является оснащение двигателя индивидуальными газовыми форсунками с электронным управлением для обеспечения фазированного впрыска газа [2].

Применение инливилуальных газовых форсунок совместно с электронным блоком управления позволит обеспечивать равномерность состава топливовоздушной смеси в каждом цилиндре, и снизить теплонапряженность клапанной и цилиндро-поршневой группы и головки цилиндров. Повышенное давление подачи газа (до 0,4 МПа) способно обеспечить большую цикловую порцию, что весьма важно для двигателей с большим рабочим объемом цилиндра, а дополнительное использование турбокомпрессора позволит увеличить мощность двигателя. Одновременно с этим электронный блок управления возможно запрограммировать на использование различных типов газа (природный, нефтяной, биогаз), что позволит использовать широкий спектр топлив. Контроль за теплонапряженностью двигателя осуществляется с помощью датчика температуры отработавших газов, размещенных в выпускном коллекторе индивидуально для каждого цилиндра. При этом оперативное управление параметрами топливоподачи и зажигания позволит регулировать процесс сгорания для обеспечения максимального КПД двигателя. Также данная система питания позволяет осуществить отключение части цилиндров, при снижении нагрузки, что позволит повысить в работающих цилиндрах, эффективное давление, что обеспечивает повышение КПД двигателя и снижение расхода топлива.

Экономичность поршневых двигателей в значительной степени зависит от режимов их рабо-

[©] С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков, 2011

ты. Если на номинальном или близком к нему режимах экономические показатели обычно достигают оптимальных или близких к ним значений, то на частичных нагрузках и холостом ходу (XX) топливная экономичность работы ДВС может заметно ухудшаться.

1. Теоретическая часть

В последнее время в нашей стране и за рубежом возрос интерес к такому направлению улучшения экономических показателей двигателей, в особенности для автомобильных двигателей, как отключение части цилиндров (отключение подачи топлива) на режимах холостого хода и частичных нагрузках.

Метод отключения части цилиндров (отключение топливоподачи) также используют на сравнительно крупных дизелях (тепловозных, судовых, дизелях строительных и дорожных машин, тракторов, большегрузных автомобилей и т. д.).

Но для газопоршневых двигателей, особенно для двигателей, работающих в составе стационарных установок (генераторные установки, мини-ТЭЦ) и имеющих значительный рабочий объем цилиндров, такие решения на сегодня не известны. Это связано с особенностью применяемых видов газовых топливных систем, обычно имеющих общий смеситель для питания всех цилиндров. Предложенная газовая топливная система с индивидуальными фазированными инжекторами, управляемыми электронным блоком, позволяет решить задачу отключения отдельных цилиндров.

Однако технологии применения метода отключения части цилиндров для газопоршневых двигателей большого литража нет ни в России, ни в мире. Для создания данной методики необходимо решить следующие задачи:

1. Рассмотреть теоретические и практические положения экономии топлива при работе газопоршневого двигателя при отключении подачи топлива для отдельных цилиндров.

 Провести качественную и количественную оценку влияния отключения различного числа цилиндров на экономичность и расход топлива газопоршневого двигателя.

3. Рассмотреть влияние различных схем отключения на неравномерность работы двигателя и изменение крутящего момента.

4. Определить для выбранных режимов отключения оптимальные регулировочные параметры систем топливоподачи, зажигания.

 Разработать программный комплекс подготовки полученных регулировочных данных для отключения отдельных цилиндров для программы электронного блока управления газопоршневого двигателя.

У двигателей внутреннего сгорания при отключении подачи топлива в часть цилиндров, когда оставшиеся работающие цилиндры совершают большую работу, возрастают цикловые подачи топлива в этих цилиндрах. Это благоприятно сказывается на индикаторном КПД и других показателях работы двигателя.

Таким образом, использование способа отключения только топливоподачи в двигателях, на режимах частичных нагрузок для повышения топливной экономичности требует разработки расчетных методов определения и обоснования количества отключаемых цилиндров, режимов работы ДВС, на которых это отключение эффективно. Не изучен вопрос о режимах последующего включения цилиндров при увеличении мощности и возможном влиянии этого переходного режима на работу машин.

Критерием эффективности отключения топливоподачи части цилиндров двигателя выбран часовой расход топлива G_m .

Двигатель внутреннего сгорания может развивать одинаковое постоянное значение мощности при различном соотношении параметров ее определяющих. Последние вытекают из общего выражения для мощности

$$N_e = a \cdot G_m \cdot \eta_e$$

где *G_m* – часовой расход топлива,

 η_e^m – эффективный КПД,

а – постоянный коэффициент.

Для чего после формального его преобразования и допущения постоянства мощности, выразив расход топлива через частоту вращения коленчатого вала, цикловую подачу топлива qт, число работающих цилиндров (или двигателей в энергетическом блоке) i, получим

$$N_e = b \cdot \frac{q_m \cdot n \cdot i}{\tau} \cdot \eta_e = const, \qquad (1)$$

где *b* и τ – постоянный коэффициент и тактность двигателя.

Как видим из выражения (1) одинаковые (равные) значения мощности можно получить при различном сочетании значений цикловой подачи, частоты вращения, числа цилиндров (или двигателей) и эффективного КПД. При этом, для двигателей, работающих на генератор, частота вращения должна быть постоянна, поэтому предпочтительнее вариант сочетаний подачи q_m и числа цилиндров *i*, при котором эффективный η_e принимает большее значение, что позволит получить заданную мощность при меньшем расходе топлива.

В практике двигателестроения находят использование такие варианты сочетаний изменения параметров в противоположных направлениях: увеличение цикловой подачи q_m и уменьшение числа работающих цилиндров (или двигателей).

Каждый из вариантов сочетаний имеет свою область использования по назначению двигателя, по диапазону мощности в котором целесообразно поддерживать ее постоянной, свою эффективность, свои способы реализации, преимущества и недостатки.

Мотивация всех вариантов одна и та же: повышение топливной экономичности, снижение токсичности, увеличение надежности работы двигателя и его систем.

2. Анализ повышения экономичности

В последние годы разработан и реализован в виде опытных образцов ряда двигателей со схемами, обеспечивающими регулирование Vh (рабочего объема двигателя). В публикациях, касающихся этих схем, практически не содержатся сведения о результатах расчетных исследований и обосновании выбора принятой концепции силового механизма.

Эффективность регулирования Vh зависит от типа (бензиновый, дизельный) и от режима работы (полная или частичная нагрузка, холостой ход) двигателя. Возможность достоверного расчета прогнозируемого эффекта от применения регулирования Vh по характеристикам базового стандартного двигателя - актуальная научная задача.

В материалах данной статьи подробнее рассмотрим вариант, когда уменьшение мощности двигателя обеспечивается согласованным изменением цикловой подачи топлива и числа цилиндров, то есть, по сути, реализуется уменьшение рабочего объема цилиндров и соответствующее увеличение среднего эффективного давления, позволяющее обеспечить более экономичный режим работы.

Область использования — современные многофункциональные энерготехнологические комплексы в системах автономного энергообеспечения, создаваемые на базе энергоустановок и объединяющих газопоршневой двигатель, электрогенератор с различного рода теплообменниками, использующими тепловую составляющую работы ДВС. В таких комплексах (мини-ТЭЦ), удается довести КПД до 85-90%. В качестве объекта исследования выступает газопоршневой рядный двигатель 1Г6 производства ОАО ХК «Барнаултрансмаш». Размерность двигателя: диаметр — 150 мм, ход поршня — 180 мм, рабочий объем двигателя — 19,1 литра, мощность — до 150 кВт.

Основная цель: на стационарных режимах частичной загрузки двигателя достичь снижения эффективного расхода топлива при отключении части цилиндров по сравнению с расходом при той же частоте вращения и такой же мощности двигателя со всеми работающими цилиндрами.

Определение условий получения высоких значений КПД, диапазона мощностей, в котором при поддержании Ne = const можно снизить расход топлива; при которой для каждого уровня мощности снижение расхода топлива оказывается наибольшим; установление зависимости оптимального (по максимуму е) количества отключаемых цилиндров от величины мощности Ne осуществляется анализом и синтезом нагрузочных характеристик. Методические подходы к проведению анализа и синтеза характеристик в определенной степени универсальны, а поэтому могут быть использованы как для исследования показателей в составе ДГУ в многофункциональных энергетических комплексах, так и для транспортных двигателей.



Рис. 1. Экономичность и часовой расход топлива для двигателя 1Г6 при работе с частью отключенных цилиндов.

Определение диапазона мощностей, в котором целесообразно поддержание равного значения мощности двигателя при частично отключенных цилиндрах с получением эффекта снижения удельного расхода топлива, можно проследить по нагрузочным характеристикам. Как видно из графиков нагрузочных характеристик на рисунке 1 такую задачу можно решать во всем диапазоне уменьшения нагрузки (мощности), начиная со значения Ne = 0.6*Nhom, так как в нем значения наименьшего расхода, лежащие на огибающей кривой, условно проведенной по минимумам де для разных уровней мощности меньше, чем расход ge, соответствующий нагрузочным режимам с номинальной частотой пн=1500 мин⁻¹ при работе с 6 цилиндрами. Наиболее ощутимый эффект снижения расхода топлива де наблюдается со значения мощности около 85 кВт, составляющего 60% от номинального. На рисунке: Ne6 - 6 работающих цилиндров; Ne4 -4 работающих цилиндра; Ne3 - 3 работающих цилиндра; Ne2 – 2 работающих цилиндра.

Установление диапазона изменения мощностей (Nn...Nk), в котором можно поддерживать заданное значение мощности при отключении части цилиндров для улучшения экономичности и снижении расхода топлива составляет: уровень 150 — 85 кВт — 6 работающих цилиндров;

уровень 85 — 55 кВт — 4 работающих цилиндра; уровень 55 — 25 кВт — 3 работающих цилиндра; холостой ход — 2 работающих цилиндра.

Расчеты показали, что перевод двигателя в режим отключения части цилиндров при обеспечении той же мощности позволяет сократить часовой расход топлива до 30% по сравнению с работой на всех работающих цилиндрах (при частичных режимах).

Модернизация программы управления электронным блоком должна обеспечить расширение поля возможных режимов работы путем «сдвига» ветви экономичной работы в область меньших мощностей за счет отключения части цилиндров, что позволит обеспечить характеристику более экономичной работы в поле возможных режимов работы двигателя.

Управляющим параметром отключения соответствующих цилиндров для получения максимальной экономичности в диапазоне мощностей (Nn...Nk) является крутящий момент двигателя.

Более глубокий и детальный анализ причин, оказывающих влияние на изменение экономичности или КПД пе по нагрузочной характеристике при сохранении уровня мощности при отключении части цилиндров, а соответственно и большую конкретизацию мероприятий по ее улучшению можно провести с помощью методик [1, 3].

Заключение

Несомненно, предпочтительными являются мероприятия, позволяющие оптимизировать условия получения более высоких значений КПД пе во всем диапазоне изменения мощности Ne. Именно оптимизацией подобного рода в современном двигателестроении достигнуты высокие эксплуатационные показатели по расходу топлива и снижению вредности отработавших газов.

Перечень ссылок

1. Ефремов И.Ф. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС / И.Ф.Ефремов, Д.Д.Матиевский // Двигателестроение. 1986.-№7.-С.3-6

2. Кулманаков С.П., Кулманаков С.С., Шарапов В.К., Казанцев В.А., Шихов Н.С. Система топливоподачи современного газопоршневого двигателя / Вестник академии военных наук, 2011.-№ 2 (35).-С.221-227

3. Матиевский Д.Д. Разработка и использование методологии анализа индикаторного КПД для снижения расхода традиционного топлива, дымности и токсичности тракторных дизелей: автореф. докт. дис. / Д.Д. Матиевский. - Л.: ЛПИ. - 1987. - 40 с.

 Технические и экономические критерии выбора мощности мини-ТЭЦ на промышленных предприятиях (Часть 1) / Г.Я.Вагин, А.Б.Лоскутов, А.М.Мамонов и др. //- Промышленная энергетика №4, 2006. – С.38-43.
 Кулманаков С.П., Кулманаков С.С., Ша-

5. Кулманаков С.П., Кулманаков С.С., Шарапов В.К., Казанцев В.А. Проблемы и пути их решения для современных газопоршневых двигателей / Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180летию МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С.395-340.

6. Решение о выдаче патента на полезную модель «ГАЗОПОРШНЕВАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА» № 2011107902/06(011270) от 6 апреля 2011 г.

Поступила в редакцию 31.05.2011

С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков. Підвищення енергоефективності газопоршневих міні-тец з перспективним системою харчування

У даній статті розглянута можливість підвищення енергоефективності газопориневих двигунів на часткових режимах за рахунок відключення частини циліндрів. Дана можливість досягається завдяки оснащенню двигуна індивідуальними газовими форсунками з електронним управлінням. Описана теоретична можливість досягнення поставленого завдання. Приведені результати розрахунку потужності і витрат палива при відключених циліндрах на режимах часткової потужності. В якості об'єкта дослідження виступає газопориневий рядний двигун 1Г6 виробництва ОАО ХК «Барнаултрансмаш».

Ключові слова: газопоршневий двигун, відключення циліндрів.

S.P.Kulmanakov, S.S.Kulmanakov. Improving the efficiency gas piston chp with promising power supply

This article discusses the possibility of increasing efficiency gas engines on partial modes by turning off the cylinder. This capability is achieved by equipping the engine with individual gas burners with an electronic control. Described the theoretical possibility of achieving the task. Shows the results of calculation power and fuel consumption when disabled cylinders at part power conditions. The object of investigation serves gas piston in-line engine 1G6 production of JSC HC «Barnaultransmash».

Keywords: gas-piston engine, cylinder shutdown.

УДК 629.735

J. Swirydczuk, M. Szymaniak

PAS Institute of Fluid-Flow Machinery, Gdansk, Poland

NUMERICAL ANALYSIS OF THE FLOW STRUCTURE IN THE RWTH AACHEN MODEL TURBINE

The paper analyses the flow through the RWTH model turbine which in the past was frequently used as the test case in ERCOFTAC studies. The flow structure is analysed numerically using two codes: FlowER and Fine TURBO Numeca. The obtained results are compared with relevant experimental data recorded in the model turbine. The analysis has made it possible to detect main secondary vortices in the flow downstream of the turbine rotor and roughly compare their characteristic parameters: strengths and position, with the real structures. The performed analysis have confirmed the potential of the used codes for qualitative studies of unsteady flow phenomena in fluid-flow machines.

Key words: model turbine, secondary flow, vortices, experiment, comparison.

1. Introduction

The analysis presented in the article refers to part of the research activity in the Institute of Fluid-Flow Machinery in Gdansk, Poland, oriented on numerical investigations of flows through turbine stages for which experimental data are well documented. These investigations aim at valuating selected numerical codes and, simultaneously, assessing the scale of activity of coherent vortex structures in their development and interaction in turbine stages. A turbine for which vast amount of experimental data is available is the 1+1/2 stage model turbine investigated in the laboratory of RWTH Aachen, Germany. In the past, these data were used in tests organised by ERCOFTAC on numerical analyses of the three-dimensional structure of flows through turbine stages [1].

The main numerical tool used in the investigations was FlowER, a specialised numerical code designed for analysing three-dimensional flows through stages and sections of fluid-flow machines. Its detailed description can be found in [2] and [3], among other sources. The code has an option of unsteady calculations realised using a so-called time-space periodicity, also frequently referred to as the phase lag condition. A detailed description of this condition realised by FlowER in the unsteady variant is given in [4]. In the past, FlowER was widely used in IF-FM for investigating flows through turbine stages and sections. The obtained results revealed more than good agreement with the data recorded both in model turbines, and stages of real turbines in operation in Polish and foreign power plants.

The second code used in the study was the code package FINE Turbo of NUMECA, Belgium, bought in recent years in IF-FT. A characteristic feature of this code is its orientation on turbine applications, which made the authors expect the results revealing much higher accuracy than this presented by allpurpose CFD codes, Fluent for instance. The numerical calculations performed using these two codes for the same geometry and flow conditions provided good opportunities for evaluating the scale and nature of numerical effects on the obtained results.

2. Turbine geometry

The geometry of the analysed turbine bases on the 1+1/2 stage model turbine tested in the laboratory of RWTH Aachen, Germany. The inner diameter, D_w , and the outer diameter, D_z , of the turbine are equal to 490 and 600 mm, respectively. Two stator rows in this turbine are constructed using 36 blades with Traupel profiles of 62 mm in chord length, C_k . The inlet flow to each stator row is axial and the exit flow angle is equal to 20 degrees. The rotor row consists of 41 blades with the modified VKI profiles of 60 mm in chord length, Cw. The tip clearance in the rotor row is equal to 0.4 mm. The stator and rotor rows have radial blades with constant crosssections. The reference line in the stator is situated at the blade trailing edge, while in the rotor - in the blade mass centre.

The rotational speed of the turbine rotor is 3500 rev/min, and the relative rotor inlet and exit angles are equal to 49.3 and 151.2 deg, measured with respect to the circumferential direction.

3. Grid and thermodynamic data

The FlowER calculations made use of the H-type grid with the boundaries between the passages situated on blade surfaces. The approximate numbers of grid nodes for stator K1 and rotor W were equal to 1.6 million, while for stator K2 is was equal to 2.2 million.

[©] J. Swirydczuk, M. Szymaniak, 2011

Profiles



Fig. 1. Geometry of 1+1/2 stage RWTH Aachen turbine (left) and the shapes of stator and rotor blades (right)

The grid refinement in the boundary layer secured obtaining the y+ level of an order of 25 in all directions.

A sample arrangement of gridlines in the stator and rotor rows is shown in Fig.2, for the second refinement level. The upper figure shows the gridline pattern in the meridional plane x0z, while the lower figure – in the circumferential plane y0z.



Fig. 2. Sample arrangements of gridlines in stator and rotor passages – Flower (level II)



Fig. 3. Calculation grid in the turbine passage mid-span section - Fine TURBO (level II)

The code Fine TURBO uses the grid of HOH type, in which the blade is in the centre of the flow area, and the central line of the flow passage is the periodicity border. The approximate numbers of grid nodes for all rows were equal to 2.0 million. A sample grid for Fine TURBO calculations is shown in Fig. 3.

The thermodynamic data assumed in the calculations based on the experimental data recorded in this turbine [1]. In the inlet plane these data have the form of the distributions of total pressure, P_{0c} , total temperature, T_{0c} , and inlet flow angles: α_0 in circumferential plane, and γ_0 in meridional plane, at seven points along turbine passage radius R. The average values of those parameters were: $P_{0c} = 0.1677e^6$ [Pa], $T_{0c} = 307.8$ [K], $\alpha_0 = 0$ [deg] and $\gamma_0 = 0$ [deg] (axial inflow).

The parameter assumed at the turbine exit was the static pressure, P_2 , the distribution of which was defined at 14 points (FlowER) or 7 points (Fine TURBO) along the turbine passage radius, for the average value of $P_2 = 0.1085e^6$ [Pa].

The FlowER calculations made use of the Menter's $k-\omega$ SST two-equation differential turbulence model, while the Fine TURBO calculations were performed using the Spalart-Allmaras single-equation differential model of turbulence.

4. Comparing the calculated results with the experimental data

The sequence of figures in this section makes the basis for comparing the distributions of selected flow parameters in characteristic turbine passage sections which were calculated using the codes FlowER and Fine TURBO with those obtained experimentally by Walraevens and Gallus in the model turbine [5].

Figure 4 shows the distributions of secondary velocity vectors experimentally recorded in the measuring plane downstream of the rotor exit – section 2 in Fig.1(right) [5]. The authors of the experiment made an attempt to extract from these distributions vortex structures which are commonly

observed in turbine passages. The basic structures are two passage vortices situated close to the outer (upper) and inner (lower) passage walls. The upper passage vortex (1) has the clockwise rotation, while the lower vortex (2) is of opposite rotation direction. Moreover, the authors indicate the presence of much weaker vortices: the trailing shed vortex (3) and the leakage vortex (4), as well as secondary flows (5) generated by the rotor wake. the upper passage wall, while the lower, more intensive vortex (2) is recorded at a slightly larger distance form the lower passage wall. In the second characteristic time interval, here represented by time t/T=20/32, the vorticity corresponding to passage vortices has two centres situated one above the other, which suggests the absence of one regular vortex structure in this case. In turn, in the third group of diagrams, with time t/T=28/32 as the representative, the vorticity centres situated closer to the midspan plane disappear and the only active centres are those recorded close to the upper and lower passage walls.



Fig. 4. Secondary velocity vectors downstream of the rotor in the rotating reference system [5], $z/c_{zr}=1.148$: 1 – upper rotor passage vortex, 2 – lower rotor passage vortex, 3 – trailing shed vortex, 4 – leakage vortex, 5 – secondary flow

The below presented comparison of the numerical results with the experimental data aims at detecting most intensive passage vortices (1) and (2), by searching, in the area of interest, for vortices revealing characteristic rotation direction.

Figure 5 shows selected secondary velocity vector distributions obtained from FlowER calculations in the plane corresponding to the measuring section. Such distributions were recorded at certain times t during the period T of the relative rotor/stator blade motion. Each presented velocity vector distribution is complemented by a corresponding entropy distribution recorded at the same time in the analysed section.

The behaviour of the secondary vortices during the entire time period T can be divided into three sub-intervals. Initially, the vortices with the rotations corresponding to those of the passage vortices are situated in the places close to those recorded experimentally - compare time t/T=8/32 in Fig. 5 and Time Index 33 in Fig.4. The upper passage vortex (1), of lower strength, is situated at a distance approximately equal to 10% of passage span from



Fig. 5. FlowER: velocity vectors and entropy distributions downstream of rotor exit – rotating coordination system, $z/c_{rr} = 1.136$



Fig. 6. Fine TURBO: velocity vectors and entropy distributions downstream of rotor – rotating coordination system, $z/c_{zr}=1.136$

Figure 6 shows the results obtained from Fine TURBO calculations, for t/T=14/20. Like for FlowER, the secondary velocity vectors presented on the left reveal two large and regular vortex structures, which after comparing with the experiment are identified as the rotor passage vortices. In other diagrams, not shown here, also some traces of activity of the passing stator vortices can be occasionally observed, but the pattern of their behaviour is rather unclear. The entropy distributions on the right also reveal two centres of enhanced vorticity corresponding to the positions of the rotor passage vortices. The distribution of flow parameters shown in this figure is less concentrated and the secondary structures occupy larger part of the passage than in FlowER calculations. On the other hand, these structures seem to be more stable than those generated by FlowER. Generally, the instantaneous flow patterns produced by Fine TURBO can be interpreted as closer to the experiment, although the fact that the experimental data were recorded in early ninetieths of the last century makes it difficult to assess to which extent the then-recorded level of vorticity dissipation was affected by the resolution of the recording instruments used.



Fig. 7. Mach number distributions downstream of rotor in rotating reference system [5], $z/c_{zr}=1.148$

Figures 7 to 9 show Mach number distributions experimentally recorded and numerically calculated in the same measuring section No. 2 downstream of the rotor. Here again, comparing those diagrams is of purely qualitative nature and is done by comparing positions and shapes of the areas occupied by the vortices. In the experimental diagram these areas are marked dark, while in their numerical counterparts – using green-to-blue colours for increasing Mach numbers.

Comparing the experimental Mach number distributions, Fig. 7, with those obtained from FlowER calculations, Fig. 8, reveals certain similarities. The shape of the lower passage vortex is elongated, with the centre situated at a distance of 30-40% of passage

height from the lower passage wall (i.e. higher than it was suggested by the secondary vector distributions). The upper passage vortex is situated closer to the corresponding wall, and the local Mach number minimum is situated slightly to the left with respect to the lower vortex. In general, the flow patterns in the corresponding diagrams are more similar to each other than in the case of secondary velocity vectors.



Fig. 8. FlowER – Mach number distributions downstream of rotor in rotating reference system, $z/c_{zr} = 1.136$



Fig. 9. Fine TURBO – Mach number distribution downstream of rotor in rotating reference system, $z/c_{zr} = 1.136$

The results obtained from Fine TURBO calculations also reveal similar flow structure. Like in previous diagrams, clearly visible is the Mach number minimum approximately situated at the position of the lower rotor passage vortex, and the second, slightly weaker minimum close to the upper passage wall. Like for the entropy, the Mach number distributions obtained from Fine TURBO calculations are smoother less concentrated than the FlowER distributions.

Conclusions

The numerical analysis of the flow through the RWTH Aachen model turbine has made it possible to detect and recognise basic secondary vortices in the selected measuring section of the turbine, downstream of the rotor. Remarkable qualitative agreement between the numerical calculations and experimental data was obtained for Mach number distributions. The secondary vector and entropy distributions revealed larger differences, the origin of which can be both on the numerical, and experimental side (errors in recording unsteady flow data).

One of the questions which the reported study was expected to answer was to which extent the numerical analyses performed using contemporary CFD codes can capture unsteady phenomena taking place in stages of real fluid-flow machines. The results obtained using computers and numerical parameters within the ranges well available in research centres and design offices dealing with fluid-flow machinery issues make it possible to answer this question positively. Contemporary CFD codes are reliable practical tools, providing opportunities for realistic qualitative prediction of unsteady flow phenomena in fluid-flow machines. Unfortunately, finding reliable experimental data describing in detail the real course of these phenomena is extremely difficult and this fact makes more precise evaluation of the agreement between the numerical and experimental results very difficult, especially in quantitative aspect.

References

1. ERCOFTAC Test Case 6, 1-1/2 STAGE AXIAL FLOW TURBINE [Электронный ресурс] / Institut fur Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen (IST) RWTH Aachen, Germany. – 2011 – Режим доступа : WWW.URL: www.ercoftac.org.

2. Yershov S.V., The application package FlowER for the calculation of 3D viscous flows through multistage machinery / S.V.Yershov, A.V.Rusanov // Certificate of state registration of copyright, $\Pi A \mathbb{N}_{2}77$, Ukrainian state agency of copyright and related rights, Kiev, 19.02.1996.

3. Numerical Simulation of 3D Flow in Axial Turbomachines / S.V. Yershov, A.V. Rusanov, A. Gardzilewicz, P. Lampart, J. Swirydczuk // TASK Quarterly -1998. – Vol. 2, No 2. – P. 319-347.

4. Rusanov, A.V. Simulation of 3D Unsteady Viscous Flow Generated by Interaction of Reciprocally Moving Turbomachine Cascades / A.V.Rusanov, S.V.Yershov // Modelling and Design in Fluid-Flow Machinery, Badur, J. et al eds. – Wyd. IMP PAN. – 1997. – P. 153-160.

5. Walraevens R.E. Three-Dimensional Structure of Unsteady Flow Downstream the Rotor in 1 × Stage Turbine / R.E.Walraevens, H.E.Gallus // Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, Y. Tanida and M. Nuba (editors). – Elsevier Science. 1995. – P. 481-498.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Є. Швіридчук, М. Шиманяк. Числовий аналіз структури потоку в модельній турбіні RWTH Aachen

У статті розглядається течія через модельну турбіну RWTH, яка в минулому неодноразово використалась як контрольний приклад досліджень ERCOFTAC. Структура потоку досліджується чисельно з допомогою двох програм: FlowER та Fine TURBO Numeca. Результати порівнюються з відповідними експериментальними даними, що отримані для модельної турбіни. Аналіз дозволив виявити основні вторинні вихри в течії за ротором турбіни і наближено порівняти їх характеристичні параметри: інтенсивність та місцезнаходження, з реальними структурами. Проведене дослідження підтвердило можливості використаних програм щодо якісного вивчення явищ при нестаціонарній течії в турбомашинах.

Ключові слова: модельна турбіна, вторинні течії, вихри, порівняння з експериментом.

Е. Швирыдчук, М. Шыманяк. Численный анализ структуры потока в модельной турбине RWTH Aachen

В статье рассматривается течение через модельную турбину RWTH, которая в проилом неоднократно использовалась как контрольный пример исследований ERCOFTAC. Структура течения исследуется численно с помощью двух программ: FlowER и Fine TURBO Numeca. Результаты сравниваются с соответствующими экспериментальными данными, полученными для модельной турбины. Анализ позволил обнаружить основные вторичные вихри в течении за ротором турбины и приближенно сравнить их характеристические параметры: интенсивность и положение, с реальными структурами. Проведенное исследование подтвердило возможности использованных программ для качественного изучения явлений при нестационарном течении в турбомашинах.

Ключевые слова: модельная турбина, вторичные течения, вихри, сравнение с экспериментом.

УДК 621.165

L. Jedrzejewski, P. Lampart

Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences, Gdansk, Poland

TESLA FRICTION-TYPE MICRO TURBINE FOR SMALL-SCALE COGENERATION

Tesla turbine is rarely used in professional power installations due to its specific work characteristics and relatively low internal efficiency. However, it has some potential to be applied in micro-power plants operating in distributed co-generation systems, also working in an organic Rankine cycle. This paper presents results from numerical calculations of flow in three models of Tesla disk turbines assuming nitrogen as a working fluid. It is shown that Tesla turbine models can yield reasonable flow efficiencies of 30-40% and therefore can be applied in micro-power installations.

Keywords: Tesla micro turbine, organic Rankine cycle, computational fluid dynamics.

Introduction

Tesla turbine is a very specific device. First time it was presented in 1913 by a Serbian engineer and inventor Nicola Tesla [1]. This unusual bladeless turbine, also known as a friction turbine, makes use of viscous effects occurring in the boundary layer flow. Opposite to classical bladed turbines, where viscous effects in flow are undesirable as a source of efficiency loss, these effects enable the rotational move of the rotor. The rotor consists of up to a few dozens of thin disks locked on a shaft perpendicular to its axis of revolution. In theory, the disks should be as thin as possible. The distances, or gaps, between the disks should be very small. According to [2], the highest value of efficiency appears when they are approximately equal to the double boundary layer thickness. Therefore, the gaps between the disks should depend on the occurring flow conditions and physical properties of the working fluid. An example of the multidisk rotor construction of a Tesla turbine found in the patent documentation [3] is shown in Fig. 1.

The supply of a Tesla turbine can be accomplished by one or several nozzles, discretely located along the circumference. The nozzles are tilted under a certain angle to the disk tangent. Working fluid flows between the disks from the outer to inner radius through spiral paths and transfers kinetic energy to the rotating disks. The medium flows out in the axial direction through a number of holes in the disks located near the turbine shaft.

There are many technical benefits and a quite big potential for the construction of Tesla microturbines, especially those working in an Organic Rankine Cycle, Fig. 2. Such a solution can be competitive to classical bladed turbines due to its operating at low parameters, relatively small pressure drop and low mass flow rate of the working fluid. There are much more advantages [4]:

© L. Jedrzejewski, P. Lampart, 2011 - 132 -

relatively high cycle and turbine efficiency (in theory),

low mechanical stress in turbine, due to its small size and low peripheral speeds,

no erosion of blades, due to the absence of moisture (if a working fluid other than water is used), long lifetime,

- simple start-stop operation,
- quiet operation,
- low level of maintenance requirements, good part load performance,
- no axial loads,
- easy to repair,

cheaper than bladed turbines, due to the simple construction of the rotor.



Fig. 1. Rotor of a multidisc Tesla bladeless turbine [3]

There are several design tips and instructions in several publications, books and patent documentations [2, 3, 5, 6] but many of them are contradictory. It is important to establish relationships between the turbine efficiency and working parameters such as:

- distance between the turbine disks,
- diameter and state of the disk surface,
- number and geometry of inlet nozzles,
- rotational speed of the rotor,

 boundary conditions: medium inlet pressure, temperature, velocity and angle,

constructional materials (composites, ceramic materials, bronzes, aluminium alloys),

 kind of medium flowing through the microturbine (air, biogas, organic agents, exhaust gases, multi-phase media).





Simulations of several disk turbine models were performed in [7]. Those models were designed to operate on low boiling medium SolkathermSES36 in an organic Rankine cycle system. In the present paper Tesla turbine models running on nitrogen as a working fluid are calculated. Nitrogen was chosen as a working fluid to compare CFD results with experimental data from a test stand where preliminary experiments will be performed on nitrogen.

1. Preparing the geometry

Calculation domains for the investigated models of Tesla microturbines were prepared in software Gambit. The investigations were made for the disk diameter 120 mm. The distance between the disks was established as 0.2 mm. The models are equipped with two, four or six supply nozzles discretely located along the circumference. The inlet angle relative to the disk tangent was assumed as 10°. In each configuration the nozzle geometry was the same to get similar expansion conditions (pressure drop along the nozzles and velocity at the outlet from the nozzles).

The group of models has several simplifications in the geometry. The computational domain contains one single interdisk space, one disk wall on each side and supply nozzles with symmetry plains in central plane perpendicular to the axis of rotation. The outlet area is realised here in a way to allow the medium outflow from the interdisk gaps along the entire circumference, in the radial direction. The tip clearance is also neglected.The calculations are carried out in a fixed (motionless) reference frame and the turbine disk surface is rotating. Periodic conditions are used to calculate only part of the disk-to-disk space, depending on the number of supplying nozzles, as shown in Fig. 3.



Fig. 3. The calculation domain for three different nozzle configurations

The calculation grid at the disk wall was refined in accordance with the assumed turbulence model so as to keep the y+ value in the range 1÷5. The mesh was also refined in the inlet and outlet regions and in the region near the outlet from the nozzles, where the highest magnitudes of velocity occur, Fig. 4. This is a structural mesh divided into blocks, which contains from 575 000 (six nozzle geometry) up to over 1 125 000 hexahedral cells (two nozzle model).



Fig. 4. Calculation domain near the nozzle outlet (symmetry plain view)

2. Boundary conditions and model

CFD calculations of various models of Tesla disk turbines were carried out on the basis of the RANS model [8] supplemented by the $k-\omega$ SST [9] turbulence model available in the computer program Ansys Fluent.

Numerical discretisation of the set of fundamental equations was performed using the finite volume method. The "segregated" solver with the sequential solving of the governing equations as well as the SIMPLE algorithm for correction of pressure and velocity were applied. Discretisation of convection fluxes was performed using an "upwind" scheme of the 2nd order accuracy. The time-domain discretisation was made by an "implicit" scheme. At the beginning of calculation process all underrelaxation factors were lowered compared to their default values. The calculations were carried out until the stationary state is reached. lowering the residua of particular equations by 4 orders of magnitude (8 orders of magnitude for the energy residuum).

Thermodynamic parameters assumed for CFD calculations were found from preliminary 1D model calculations, making use of the data from literature sources. The nominal operating conditions are for the pressure drop from 13 bar to 1,1 bar. Nitrogen was assumed to be a working medium. The Redlich-Kwong-Aungier equation of state as a real gas model was chosen for the calculations, assuming polynomial dependence of the specific heats on the temperature. Pressure boundary conditions relevant for compressible flow were set. The calculations were carried out for a range of operating conditions (by changing the available pressure drop from 3 bar to the nominal value of 13 bar) and for one rotational speed of the rotor: 24000 rpm. Then it was able to make work characteristics of each microturbine model.

Flow efficiency of the Tesla turbine can be calculated from the following general formula:

$$\xi = \frac{P}{P_{in}} = \frac{P}{GH_{in}} = \frac{M\omega}{GH_{in}}$$
(1)

 ξ – isentropic efficiency, where

P – power generated by the turbine disks, P_{is} - theoretical power in isentropic conversion,

M – moment of force generated on disks surface.

 ω – angular speed of the disk,

G – mass flow rate,

 H_{is} – isentropic enthalpy drop.

Due to the fact that in each case we have the same nozzle geometry we must assume different number of rotating disks to get the same mass flow rate in the device. To fulfil the required operating conditions (mass flow rate 0.1 kg/s), 90 disks were assumed for two nozzle model, 45 for four nozzles and 30 for six nozzles. Moreover, if we set the number of disks as *n* than the number of interdisk channels will be equal to n+1 because we must include the outside channels located near the casing.

Then final formula for the efficiency can be rewritten as:

$$\xi = \frac{nM'\omega}{(n+1)G'H_{is}} \tag{2}$$

where G' - mass flow rate for one interdisk space,

M' - moment of force generated on one disk. The isentropic drop of enthalpy can be found from the perfect gas approximation as:

$$H_{is} = c_P T_{in} \left[1 - \left(\frac{p_{ex}}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$$
(3)

of

where

 c_p - specific heat, T_{in} - inlet temperature, p_{in} – inlet static pressure, p_{ex} – outlet static pressure, ratio к

specific heats.

3. **Results of calculations**

Contours of static pressure and velocity for Tesla turbine models with the outer disk diameter of 120 mm and 2,4 or 6 supplying nozzles are presented in Fig. 5. Fig. 6 presents velocity contours. The images show the view in the symmetry plane of the interdisk space for nominal operating conditions: rotational speed – 24000 rpm and pressure drop from 13 bar to 1 (absolute value). mass flow rate 0.1 kg/s.

It results from the pressure contours that most of the entire available pressure drop is accomplished in the nozzle, the other part takes place within the interdisk space. Expansion within the rotor leads to a pressure drop just behind the nozzles below the exit value of 1.1 down to 0.45 bar, 0.3 bar and 0.16 bar for two, four and six nozzle model, respectively. The velocities of the working medium at the outlet from the nozzles and at the inlet to the rotor reach 710 m/s, 680 m/s and 670 m/s respectively for 2, 4 and 6 supply nozzles.

Some distance downstream of the nozzles, high gradients of pressure and velocity occur and the configurations of isolines characteristic for the occurrence of shock waves. When a shock wave occurs, an increase of pressure and a decrease of flow velocity takes place. The compression within the shock wave is not desirable in bladed turbines [7].

Streamline patterns for the two, four and sixnozzle model, for the nominal load conditions are presented in Fig. 7. The streamlines are coloured by velocity magnitude. Fluid elements move along spiral pathlines from the outer to inner radius of the disk where outlet is located. The shape of the pathlines changes with operating conditions (pressure drop in the turbine) and number of supply nozzles. Sample pathlines presented for the three cases are slightly deformed around the nozzle outlet (rotor inlet) due to the influence of flow streams coming out from the nozzles. Fluid elements, depending on the nozzle configuration, make up to 2 rotations within the interdisk space before they reach the outlet section.

The longest path was observed for the two nozzle case. Paths are shorter for the case of four and six nozzles. According to the literature [5] when the turbine is spinning faster the flow path can be longer than in the case when the disks are rotating with

lower velocity. The centrifugal forces increase then. Consequently, the fluid is forced to travel by longer paths and the transmission of energy can be done with a higher efficiency. Finally the knowledge of the shape of pathlines within the interdisk space can



Fig. 5. Static pressure distribution in the symmetry plane, two, four and six nozzle supply



Fig. 6. Contours of velocity in the symmetry plane view for nominal load, two, four and six nozzles



Fig. 7. Pathlines between the disks, coloured by velocity magnitude, nominal load conditions

be helpful in better designing the Tesla turbine disks.

The flow patterns observed within the interdisk space are decisive for the obtained output power and isentropic efficiency of the investigated Tesla turbine models presented in Figs. 8 and 9 as a function of mass flow rate of the multidisc configuration. The calculated output power tends to increase with the increasing of inlet pressure. For the nominal load the output power reaches about 6840 W for the case of two and four nozzles and 6770 W for six nozzle model. So the obtained power from the six-nozzle model is slightly lower than for the two and four nozzle models, which can be connected with the time of presence of fluid elements between the rotating disks (number of revolutions done by the streamline before the outlet). For the six nozzle case the paths were shorter than for the remaining models.



Fig. 8. Power for models of disk diameter 120 mm as a function of mass flow rate; the system supplied from two, four and six nozzles



Fig. 9. Flow efficiency for models with of disk diameter 120 mm as a function of mass flow rate; the system supplied from two, four and six nozzles

A similar tendency can be observed at the efficiency diagram (Fig. 9), with a slightly lower efficiency for the six nozzle model. The isentropic efficiency for the nominal turbine load (13 bar for inlet pressure) is equal to about 34% for two and four nozzle model and 33% for six nozzle model. Higher values of efficiency are observed for smaller

pressure drops but in order to obtain the required power from the device the number of installed disk should be largely increased then.

4. Conclusions

The presented results of numerical investigations show that Tesla turbine models can yield reasonable flow efficiencies of 30-40% and therefore can be applied in micro-power installations. The presented multi-disk models operating at a pressure drop from 13 to 1 bar, mass flow rate 0.1 kg/s and rotational velocity 24 000 rpm can give the total power up to almost 7 kW. The device supplied from more nozzles can have proportionally fewer rotating disks to achieve the same power.

More CFD simulations should be performed including more complex geometry without simplifications such as the lack of outlet holes and the clearance over the disk tips. Also using more complex turbulence model like the Reynolds Stress Model could bring us closer to better understanding of the flow phenomena, which occur between the rotating disks.

5. References

1. Patent no: 1,061,206, United States Patent Office, N.Y. Turbine / Tesla N., Patented May 6, 1913.

2. Rice W. Tesla Turbomachinery // Proc. 4th Int. Tesla Symp., Serbian Academy of Sciences and Arts, Belgrade, Yugoslavi. – 1991. – P. 117–125.

3. Patent no: 6,973,792 B2, United States Patent Office, N.Y. Method of and apparatus for a multistage boundary layer engine and process cell / Hicks K., Patented Dec. 13, 2005.

4. Kosowski K. Steam and Gas Turbines with examples of Alstom technology / 2-nd ed. – Alstom Power Sp. z o.o., 2007. - 376 p.

5. Praast T. D. Theory and Plans for the Tesla Turbine / TMMI 1315 Pepper Drive #7. – El Cajon CA 92021-1425. – 1993. – 11 p.

6. Rice W. An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines / J. Eng. Power, Trans. ASME. – 1965. – Vol. 87. – P. 29-37.

7. Lampart P. Investigations of aerodynamics of Tesla bladeless micro-turbines / P. Lampart, L. Jedrzejewski // J. Theor. and Appl. Mech. -2011. - Vol. 49, No. 2. - P. 477-499.

8. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD / 2nd ed. – Palm Drive: DCW Industries Inc., 2004. – 540 p.

9. Menter F.R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model / F.R. Menter, M. Kuntz and R. Langtry // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, Begell House, Inc. – 2003. – P. 23-39.

Поступила в редакцию 18.07.2011

Л.Єнджеєвські, П.Лампарт. Мікротурбіна тесли фрикційного типу для маломасштабної когенерації

Турбіни Тесли рідко використовуються в комерційних енергетичних установках через їх своєрідні робочі характеристики та відносно низький внутрішній ККД. Проте вони мають деякий потенціал для їх застосування в розподілений когенераційних системах енергоустановок малої потужності, а також для роботи в органічному циклі Ренкіна. В даній статті представлені результати розрахунків течії в трьох моделях дискових турбін Тесли, що використовують азот у якості робочого тіла. Показано, що моделі турбін Тесли можуть забеспечити прийнятну гідродинамічну ефективність порядку 30-40% и тому можуть використовуватись в енергетичних установках малої потужності.

Ключові слова: мікротурбіна Тесли, органічний цикл Ренкіна, обчислювальна аеродинаміка.

Л.Енджеевски, П.Лампарт. Микротурбина теслы фрикционного типа для маломасштабной когенерации

Турбины Теслы редко используются в коммерческих энергетических установках из-за их своеобразных рабочих характеристик и относительно низкого внутреннего КПД. Однако они располагают некоторым потенциалом для их применения в распределенных когенерационных системах энергоустановок малой мощности, а также для работы в органическом цикле Ренкина. В данной статье представлены результаты расчетов течения в трех моделях дисковых турбин Теслы, использующих азот в качестве рабочего тела. Показано, что модели турбин Теслы могут обеспечить приемлемую гидродинамическую эффективность порядка 30-40% и поэтому могут использоваться в энергетических установках малой мощности.

Ключевые слова: микротурбина Теслы, органический цикл Ренкина, вычислительная аэродинамика.

УДК 621.438:621.564:621.643

Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕЗВОДНОГО ЦИКЛА РЕНКИНА ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК, УТИЛИЗИРУЮЩИХ СБРОСНУЮ ТЕПЛОТУ ПРИВОДНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Энергетическая утилизация сбросной теплоты компрессорних станций (КС) газопроводов, учитывая огромный потенциал такой теплоты, может стать серьезным фактором повышения эффективности работы КС. Существенные достоинства в реализации таких проектов имеют безводные технологии с использованием в качестве рабочего тела цикла Ренкина низкокипящих рабочих тел (НРТ), в частности пентана.

Проведенные расчетные исследования паросилового цикла Ренкина теплоутилизирующей энергетической установки (ТУЭУ) на пентане позволили определить влияние изменения начальных параметров HPT при начале процесса истечения пара в турбине из разных областей состояния пара — с граничной линии сухого насыщенного пара, из области перегретого пара и из сверхкритической области на эффективность ТУЭУ.

Ключевые слова: сбросная теплота, компрессорная станция, низкокипящие рабочие тела, пентан, цикл Ренкина, параметры пара, теплоутилизирующая энергетическая установка.

Введение

В последнее время все больший интерес проявляется к использованию низкокипящих рабочих тел (НРТ) в реализации парогазового цикла вообще, но особенно в газотранспортных системах при утилизации сбросной теплоты компрессорных станций (КС). Несмотря на термодинамические преимущества цикла ПГУ с пароводяным рабочим телом применение цикла с НРТ имеет серьезные технологические преимущества. Именно благодаря этому примерно за последние 10 лет на КС в ГТС США и Канады построено и принято в эксплуатацию 16 теплоутилизирующих энергоустановок (ТУЭУ) с единичной мощностью 67 МВт с использованием в качестве рабочего тела в паросиловой части цикла пентана.

Число публикаций, посвященных особенностям выбора области состояния начальных параметров паросилового цикла при использовании в качестве рабочего тела пентана, крайне ограничено [1].

Цель работы: определение в паросиловой части цикла ПГУ рациональной области состояния начальных параметров НРТ при заданной ограниченной тепловой мощности источника сбросной теплоты, которым в нашем случае является теплота выхлопных газов приводных газотурбинных установок.

В проведенных расчетах одноконтурной схемы в качестве рабочего тела рассматривался пентан. Расчеты и исследования доказали его преимущества по теплофизическим и технологическим свойствам [2]. Среди них такие: низкая температура кипения, высокая температура конденсации, низкая температура замерзания, высокая плотность пара. Кроме того пентан нетоксичный, озонобезопасный, имеет близкий к нулю потенциал глобального потепления, не приводит к коррозии проточной части.

Существует три состояния начальных параметров рабочего тела: 1) линия сухого насыщенного пара; 2) область перегретого пара; 3) сверхкритическая область.

На рис. 1 в системе координат давление-энтальпия изображен термодинамический цикл Ренкина в Р-і диаграмме при начале цикла из 3-х областей. Особенностью расширения пентанового пара из значительной части докритической и сверхкритической областей является то, что весь процесс от начала расширения до конца происходит в области сухого перегретого пара. Одним из важных требований к начальной температуре является необходимость обеспечения такой температуры греющей среды на входе в парогенератор пентана, чтобы она была на 5-7 К ниже температуры самовоспламенения пентана (554 К). Достичь необходимой температуры греющей среды можно двумя способами: выполнить смешение отработанного газа с воздухом или использовать в качестве греющей среды от-

[©] Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко, 2011

работанный газ ГТУ регенеративного цикла или ПГУ. Для докритической области рекомендуется небольшой перегрев (35 K), учитывающий потерю тепла во внешнюю среду на участке тракта до турбины.



Рис. 1. Термодинамические циклы Ренкина теплоутилизирующей энергоустановки на пентане при различных начальных температурах

Процесс в сверхкритической области (точка 1") начинается в критической точке, которая характеризуется двумя параметрами — температурой и давлением. Понижение либо температуры, либо давления ниже критического выводит вещество из сверхкритического состояния. Для этого состояния существует еще один критический параметр — удельный объем. Свойства вещества в сверхкритическом состоянии промежуточные между его свойствами в газовой и жидкой фазе. Эта область дает повышение работы турбины, но в то же время возрастают площади теплообменников и их масса, возрастает работа сжатия и охлаждения.

Изображенный на рис.1 цикл Ренкина в сверхкритической области состоит из таких составляющих: 1) процесс расширение в турбине 1"-2д", где учитывается внутренний КПД турбины, принятый равным 0,72; 2) изобарное охлаждение и конденсация в воздушном конденсаторе, 2д"-3; 3) сжатие пентана 3-4д", при механическом КПД насоса 0,92 и тепловом 0,85; 4) подвод тепла в парогенераторе 4д"-1" (подогрев, испарение и перегрев).

Расчетно-аналитическая часть

В расчетах определялась работа турбины, работы, затрачиваемые на охлаждение и сжатие пентана. Разработанная методика расчета рабочего цикла паросиловой части позволяет определить разность температур между греющим теплоносителем и нагреваемым по всему тракту. Для докритических параметров необходимо наличие в тракте парообразования нагреваемого теплоносителя участка, где парообразование происходит при постоянной температуре равной температуре насыщения.

В случае сверхкритического режима парообразования явного участка парообразования при постоянной температуре нет. В этом случае для оценки разности температур между нагревающим и нагреваемым теплоносителем выполняется последовательный расчет, используя разработанную балансную зависимость по ходу течения нагревающего теплоносителя и пентана.

Эта методика позволяет определить ограничения по мощности теплового источника и показывает осуществляемость процесса. Она использована в программе при расчете температуры греющей среды и разности температур пентана и греющей среды по ходу течения этих сред, на основании которых принимается решение об осуществимости процесса.





б)

Рис. 2. Зависимости эффективного КПД (а) цикла и удельной работы (б) от начальной температуры пентана в цикле для докритических областей





давлениях: ◆ - 3,7 МПа; ■ - 4,8 МПа; ▲ - 6,5 МПа





В соответствии с рабочей программой исследований рассчитывались циклы с различными вариантами изменения их рабочих параметров, а именно переменные температура и давление, переменная температура и постоянное давление. Результаты расчетов на сверхкритических режимах приведены на рисунках 3 и 4.

Выводы

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Расчетные исследования показали, что при сравнении рабочих циклов из начальных точек с граничной линии сухого насыщенного пара и из области перегретого пара при сохранении давления и повышении температуры пара до 573 К мощности, получаемые в ТУЭУ, будут возрастать. Однако этот прирост мощности невелик и для докритической области находится в пределах 4,5 % при условии заданной ограниченной тепловой мощности сбросного источника теплоты. В качестве последнего рассмотрены выхлопные газы широко применяемого в ГТС Украины газотурбинного двигателя ДН-70 (с температурой

495 °С и расходом 34,9 кг/с). Это условие и параметры определяют величины температурных напоров в парогенераторе установки, которые будут снижаться при перегреве пара, а это в свою очередь снижает интенсивность теплопередачи и будет приводить к росту площадей теплообмена. Учитывая возможные потери теплоты при транспорте пара от парогенератора к паровой турбине целесообразно идти на небольшой перегрев пара (на 3...5 градусов). Мощность установки при этом практически не изменяется.

2. При расчетах процессов в сверхкритической области принято условие, что разница температур между греющей средой (отработанным газом) и пентаном будет не ниже 8 К. При температуре паров пентана на входе в турбину от 478 до 573 К прирост полезной мощности составляет 8,3 %.

3. В сверхкритической области при повышении температуры до 573 К, давления до 9,69 МПа и сохранении удельного объема на уровне критических значений (по линии критической изохоры) прирост мощности турбины составит 13,1%. Однако при этом в цикле возрастет в 2 раза давление пентана.

4. Сверхкритические начальные параметры дают прирост мощности пентановой турбины на 8...13%, но их использование ведет к существенному повышению давления в контуре (примерно в 2 раза), что в свою очередь обуславливает возрастание массы и габаритов турбины и теплообменников. Поэтому принятие решения о выборе таких параметров пентана для ТУЭУ нужно проводить с учетом экономической целесообразности для конкретного случая.

Перечень ссылок

1. Сапожников М.Б., Тимошенко Н.И. Предельная эффективность электрических станций на низкокипящих рабочих телах // Теплоэнергетика. – 2005. - №4. – С.68-72.

2. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизирующих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов // Авіаційно-космічна техніка і технологія: 36. наук. праць. — Харків: ХАІ. — 2003. — Вип.42/7, С.33-35.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Б.Д. Білека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергієнко. Особливості вибору початкових параметрів безводного циклу Ренкіна для енергетичних установок, що утилізують скидну теплоту привідних газотурбінних установок компресорних станцій

Енергетична утилізація скидної теплоти компресорних станцій (КС) газопроводів, враховуючи великий потенціал такої теплоти, може стати серйозним фактором підвищення ефективності роботи КС. Суттєві переваги в реалізації таких проектів мають безводні технології з використанням в якості робочого тіла в циклі Ренкіна низькокиплячих робочих тіл (НРТ), особливо пентану.

Проведені розрахункові дослідження паросилового циклу Ренкіна теплоутилізуючої енергетичної установки (ТУЕУ) на пентані дозволили визначити вплив зміни початкових параметрів НРТ при початку процесу течії пари в турбіні з різних областей стану пари з граничної лінії сухої насиченої пари, з області перегрітої пари та із надкритичної області на ефективність ТУЕУ.

Ключові слова: скидна теплота, компресорна станція, низькокиплячі робочі тіла, пентан, цикл Ренкіна, параметри пару, теплоутилізуюча енергетична установка.

B.D. Bileka, R.V. Sergienko, V.J. Kabkov. Features of choice of initial parameters of water-free Rankine cycle for power units which utilize waste heat of compressor stations

Taking into account large potential of waste heat of compressor stations of gas-main pipeline energy utilization of this waste heat may to raise efficiency of compressor stations substantially.

Water-free technologies which use pentane as low-boiling medium for Rankine cycle have considerable advantages under realization of such projects. The results of calculation of Rankine steam-power cycle with pentane as working medium enabled to define influence of turbine steam outflow initial parameters under different areas of steam state – from boundary of dry-saturated steam, from superheated steam, from supercritical area – on efficiency of power unit.

Key words: waste heat, compressor station, low-boiling medium, Rankine cycle, steam state, power unit.

УДК 629.122:621.352

В.М. Горбов, М.А. Карпов

Национальный университет кораблестроения, Украина

КОНЦЕПЦИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ

Предложена концепция судовых энергетических установок, работающих на природном газе и дизельном топливе, с электрохимическими генераторами на основе расплавно-карбонатных и твердооксидных топливных элементов. Рассмотрены основные принципы и методы конверсии углеводородного топлива. Разработаны методы утилизации вторичных энергетических ресурсов в судовой электрохимической энергоустановке с целью повышения ее эффективности и приведены схемные решения. Показаны возможности сопряжения основной судовой энергетической установки с электрохимической энергоустановкой.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, электрохимическая энергоустановка, электрохимический генератор, расплавно-карбонатный топливный элемент, твердооксидный топливный элемент, риформер, конверсия.

1. Постановка проблемы

В настоящее время направления эволюции судовой энергетики продиктованы нормативными и законодательными актами, которые регламентируют содержание вредных веществ в уходящих газах (Конвенция MARPOL 73/78, нормы Tier и др.) [1]. Этот факт приводит к необходимости разработки альтернативных схемных решений в судовой энергетической установке (СЭУ). Одним из способов уменьшения выбросов и увеличения эффективности СЭУ является применение электрохимических генераторов (ЭХГ) [2]. Разработка схемных решений СЭУ с различными типами ЭХГ и адаптация их к работе на определенном виде топлива являются важными задачами на стадии предпроектных решений.

2. Анализ последних исследований и публикаций

Вопросу внедрения ЭХГ на основе топливных элементов (ТЭ) на морской транспорт посвящено множество публикаций и исследований. Ведущие производители и судоходные компании, такие как Wärtsilä, MTU, Eidesvik и Wallenius уже эксплуатируют суда, в состав СЭУ которых входят экспериментальные электрохимические энергоустановки (ЭХЭУ) [3, 4]:

 – судно для обслуживания газодобывающих платформ «Viking Lady» с ЭХГ на основе расплавно-карбонатных ТЭ (РКТЭ) мощностью 320 кВт, который отработал более 7000 часов в условиях Северного моря;

– судно для перевозки автомобилей «Undine»
 с ЭХГ на основе твердооксидных ТЭ (ТОТЭ)
 мощностью 20 кВт в составе вспомогательной
 электростанции.

© В.М. Горбов, М.А. Карпов, 2011 — **142** — Эти ЭХЭУ проходят тестовые испытания в качестве вспомогательных источников электрической энергии и имеют полную автономность относительно основной СЭУ. Разработка концепции и схемных решений СЭУ с интегрированной ЭХЭУ представляет собой сложную задачу из-за практически полного отсутствия необходимой информации.

3. Цель статьи

Формирование концепции СЭУ с ЭХГ, работающей на природном газе (ПГ) или дизельном топливе (ДТ) с использованием энергоресурсов основной СЭУ и утилизации вторичной энергии ЭХГ судовыми потребителями.

4. Изложение основного материала

ПГ и ДТ является одними из основных судовых топлив, однако, они не могут быть использованы непосредственно в ТЭ. Топливом для ЭХГ служит водород или синтез-газ, полученный при термохимическом разложении углеводородного топлива — риформинге. В результате многоступенчатой кислородной и/или паровой конверсии можно получать водородосодержащий газ с объемной долей водорода до 80%, остальное преимущественно углекислый газ. Кроме того, ПГ и ДТ содержат примеси серы, которые в свою очередь могут вызвать отравление катализаторов риформера на различных этапах конверсии топлива, а также отравление катализаторов на электродах ТЭ.

Основной целью риформинга углеводородного топлива для применения в энергоустановках с ЭХГ является обеспечение максимального выхода водорода из исходного топлива, что требует создания определенных условий процесса, способствующих препятствию реакции образования воды и диоксида углерода, то есть экзотермической реакции полного окисления [5]:

$$C_{m}H_{n}O_{p} + (m + n / 4 - p / 2)(O_{2} + 3,76N_{2}) =$$

= mCO_{2} + (n / 2)H_{2}O + 3,76(m + n / 4 - p / 2)N_{2}

Газогенерация может проходить либо по эндотермическому механизму — паровой риформинг (ПР) [5]:

$$C_{m}H_{n}O_{p} + (m-p)H_{2}O = mCO + (m+n-p)H_{2},$$

либо по экзо- или автотермическому: – парциальное окисление (ПО) [5]:

 $C_m H_n O_p + (m/2 - p/2)(O_2 + 3,76N_2) =$ = mCO + (n/2)H_2 + 3,76(m/2 - p/2)N_2

 автотермический паровой риформинг (ATP) [5]:

$$C_m H_n O_p + x(O_2 + 3,76N_2) + (m - 2x - p)H_2 O =$$

= mCO + (m - 2x - p + n / 2)H_2 + 3,76(x)N_2.

При риформинге углеводородного топлива соотношение пар/углерод (S/C — молекула воды на атом углерода) фиксируется на оптимальном уровне, как правило, в избытке. При ПР пар вводится в реактор вместе с топливом, а температура процесса поддерживается сжиганием части топлива в кожухе реактора. Как видно из коэффициентов реакций ПР является более продуктивным по водороду по сравнению с ПО, однако, требует значительных затрат тепловой энергии, обычно вырабатываемых посредством затрат топлива по реакции полного окисления.

ПО — единственный процесс термохимического разложения углеводородов, пригодный для разложения нефтяных фракций тяжелее керосина, надежный и нетребовательный к качеству сырья [6]. Температура полученного газа регулируется соотношением кислород/углерод (O_2/C — молекула кислорода на атом углерода). Процесс ПО экзотермический и проходит при высоких температурах (850...1600 °C и выше), что обеспечивает высокую степень конверсии сырья, однако при использовании катализатора верхний предел температуры ограничивается на уровне ~1000 °C, так как увеличение температуры может провоцировать спекание катализатора.

АТР позволяет объединить достоинства парциального окисления и парового риформинга. В этом случае вначале инициируется экзотермическая реакция ПО, теплотой которой поддерживается эндотермическая реакция ПР. При АТР водяной пар вводится вместе с топливом и окислителем, участвуя в реакции как реагент для ПР и/или для предотвращения сажеобразования в процессе ПО. Температура выходящего газа также регулируется соотношением кислород/углерод [5].

Для максимального сопряжения основной СЭУ и ЭХЭУ необходимо не только согласование по электрическим параметрам, но и унификация топлива, а также оптимальное использование вторичных энергоресурсов. В данной работе предлагается использовать ЭХГ на основе расплавно-карбонатных (РКТЭ), при использовании в качестве топлива ПГ, или твердооксидных топливных элементов (ТОТЭ), при работе на ДТ, для генерации электрической энергии в портах и зонах жесткого экологического контроля. Достоинствами таких высокотемпературных ТЭ являются: использование недорогих катализаторов, меньшая чувствительность к каталитическим ядам, способность электроокисления СО, высокие плотности тока. толерантность к перегрузкам и недогрузкам. В РКТЭ и ТОТЭ наряду с электроэнергией генерируется высокопотенциальная теплота, которую можно использовать в газовой турбине [7]. В предлагаемой концепции ЭХГ в составе СЭУ обеспечивает замену одного из дизель-генераторов в составе судовой электростанции, используя при этом единую топливную и воздушную системы.

Принципиальная схема ЭХЭУ на основе РКТЭ в составе СЭУ, работающей на ПГ представлена на рис. 1.

ПГ компрессором 1 через фильтр 2 подается в адсорбционный десульфуризатор 3, где газ проходит через сорбционные пластины и подвергается очистке от серосодержащих соединений. Во избежание термического удара в паровом риформере 5, ПГ предварительно нагревается в подогревателе 4. Процесс конверсии происходит с выделением теплоты, т.к. часть топлива сжигается в реакторе для обеспечения рабочих температур на уровне 700...900 °С. В этом элементе формируется основной состав эмиссии ЭХЭУ.

Полученный в результате риформинга синтез-газ подается в ЭХГ 6, высокая рабочая температура которого (650 °C), позволяет выработать водяной пар для процесса парового риформинга с помощью подогревателей 8 и 9. Питательная вода для производства пара подается насосом 12 из цистерны 11 на подогреватель сепаратора газа 10, где из топлива отбирается пар, образовавшийся в результате электрохимической реакции. Конденсат отбирается конденсатоотводчиком 13. Далее топливо через подогреватель 7 поступает в рециркуляционную линию ЭХГ. Пар через подогреватель 15 подается в реактор парового риформинга.



Рис. 1. Концепция СЭУ на ПГ с ЭХГ

1 – компрессор; 2 – топливный фильтр; 3 – десульфуризатор; 4 – подогреватель топлива; 5 – паровой риформер; 6 – ЭХГ; 7, 8, 9 – подогреватели избыточного топлива; 10 – сепаратор;

11 – цистерны пресной воды; 12, 14 – водяной насос; 13 – конденсатоотводник; 15 – подогреватель пара;
 16 – воздушный фильтр; 17 – воздушный компрессор; 18 – подогреватель воздуха; 19 – ГТА; 20 – утилизационный подогреватель; 21 – конденсатор; 22 – конденсатный насос

Продуктом реакции ЭХГ 6 является газ, на 90% состоящий из водяного пара, который можно использовать как теплоноситель для подогрева: ПГ в подогревателе 4, воздуха в подогревателе 18 и водяного пара в подогревателе 15. Остаточная теплота поступает на ГТА 19 для выработки дополнительной электроэнергии. В подогревателе 20 утилизируется теплота рабочего тела ГТА (t = 400...550 °C), с целью получения насыщенного пара для судовых потребителей. Пресная вода для производства пара подается насосом 22 из цистерны 11 и конденсатора 21.

Принципиальная схема ЭХЭУ на основе ТОТЭ, работающая на ДТ, в составе энергетической установки представлена на рис. 2.

Согласно предложенной концепции ДТ насосом 1 подается через фильтр 2 в десульфуризатор 3, где происходит процесс его очистки от серосодержащих соединений методом селективно-каталитического окисления. В отличие от адсорбционного метода, описанного выше, этот процесс заключается в преобразовании окислением соединений серы в топливе до элементарной серы, оксидов серы, сульфоксидов, и/или сульфонов, с последующей адсорбцией или сепарацией окисленных соединений серы в условиях окружающей среды.

$$H_2S + \frac{1}{2}O_2 = \frac{1}{n}S_n + H_2O$$

Очищенное от серы топливо подогревается в подогревателе 4 теплотой продуктов реакции ЭХГ 6 и подается в риформер 5 для дальнейшей конверсии ДТ с целью получения синтез-газа. Конверсию предлагается проводить автотермическим риформингом, при котором реакция протекает при температурах 700...1000 °С без выделения или поглощения теплоты, т.к. тепловая энергия экзотермической реакции парциального окисления, протекающая в реакторе 5.1 поглощается эндотермической реакцией в реакторе парового риформинга 5.2.


Рис. 2. Концепция СЭУ на ДТ с ЭХГ

1 – топливный насос; 2 – топливный фильтр; 3 – десульфуризатор; 4 – подогреватель топлива; 5 – риформер
 (5.1 – реактор парциального окисления; 5.2 – реактор парового риформинга); 6 – ЭХГ; 7, 8, 9 – подогреватели
 избыточного топлива; 10 – сепаратор; 11 – цистерны пресной воды; 12, 14 – водяной насос; 13 – конденсатоотводник; 15 – подогреватель пара; 16 – воздушный фильтр; 17 – воздушный компрессор; 18 – подогреватель воздуха;
 19 – ГТА; 20 – утилизационный подогреватель; 21 – конденсатор; 22 – конденсатный насос

Рабочая температура ЭХГ 6 на основе ТОТЭ (900...1100 °С) позволяет использовать полученную высокопотенциальную тепловую энергию, как на собственные нужды, так и на выработку дополнительной электрической энергии посредством использования газотурбинного агрегата (ГТА). Теплота избыточного (не вступившего в электрохимическую реакцию) топлива утилизируется посредством подогревателей 8, 9 для получения водяного пара, используемого в автотермическом риформере 5, а именно в реакторе парового риформинга 5.2 с предварительным догревом пара до температуры 450 °С в подогревателе 15. Как и в предложенной концепции ЭХГ с РКТЭ, питательная вода для производства пара подается насосом 12 из цистерны 11 на подогреватель сепаратора газа 10, где из топлива отбирается пар, образовавшийся в результате электрохимической реакции. Конденсат отбирается конденсатоотводчиком 13. Далее подогретое в подогревателе 7 до температуры 750 °С топливо поступает в рециркуляционную линию ЭХГ.

Полученный в ЭХГ 6 газ является теплоносителем для подогрева ДТ в подогревателе 4, воздуха в подогревателе 18 и водяного пара в подогревателе 15. Остаточная теплота поступает на ГТА 19 для выработки дополнительной электроэнергии. В подогревателе 20 происходит утилизация теплоты рабочего тела, покидающего ГТА (t = 600...700 °C), с целью получения насыщенного пара для судовых потребителей. Пресная вода для производства пара подается насосом 22 из цистерны 11 и конденсатора 21.

5. Выводы

Предложены принципиальные схемы судовой ЭХЭУ, работающих на ПГ и ДТ, на основе расплавно-карбонатных и твердооксидных топливных элементов, которые могут служить альтернативой дизель-генераторной установки. Внедрение данной технологии в состав СЭУ позволит повысить эффективность судовых энергоустановок в целом, значительно снизить их воздействие на окружающую среду на режимах стоянки судна в портах или зонах жесткого экологического контроля. Данные схемные решения могут быть использованы на ранних стадиях проектирования СЭУ с ЭХГ.

Перечень ссылок

1. Суднова енергетика та світовий океан: підручник / В.М. Горбов, І.О. Ратушняк,

Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко. — Миколаїв: НУК, 2007. — 596 с.

2. Mench M. Fuel Cell Engines : text / M. Mench

New Jersey: John Wiley & Sons, 2008. – 515 p.
3.Fuel cell ship in the real world // The Naval Architect. – November 2008. – P. 56-57.

4. Viking Lady tests fuel cell power // Marine Power & Propulsion Supplement. – October 2009. – P. 30.

5. Liu K. Hydrogen and syngas production and purification technologies: text / K. Liu, C. Song,

V. Subramani. – New Jersey : John Wiley & Sons, 2010. – 546 p.

6. Kolb G. Fuel processing for fuel cells : text / G. Kolb. – Weinheim: Wiley-VCH Verlag Gmbh, 2008. – 424 p.

7. Коровин Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки: научное издание / Н.В. Коровин. – М. : МЭИ, 2005. – 208 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

В.М. Горбов, М.О. Карпов. Концепція суднової энергетичної установки з електрохімічним генератором

Запропонована концепція суднової енергетичної установки, яка працює на природньому газі та дизельному паливі, з електрохімічними генераторами на основі розплавно-карбонатних та твердооксидних паливних елементів. Розглянуті основні принципи та методи конверсії вуглеводневого палива. Розроблені методи утилізації вторинних енергетичних ресурсів у судновій електрохімічній установці з метою підвищення її ефективності та приведені схемні рішення. Показані можливості сполучення основної суднової енергетичної установки з електрохімічною енергоустановкою.

Ключові слова: суднова енергетична установка, електрохімічна енергоустановка, електрохімічний генератор, розплавно-карбонатний паливний елемент, твердооксидний паливний елемент, риформер, конверсія.

V. Gorbov, M. Karpov. The concept of fuel cell ship power plant

The concept of the natural gas-fueled molten carbonate fuel cell ship power plants and of the diesel-fueled solid oxide fuel cell ship power plants is proposed. The conversion principles and methods of the hydrocarbon fuels are considered. The methods of the fuel cell ship power plant waste energy utilization are developed towards it efficiency upgrading and the circuit designs are described. The abilities of fuel cell power plant integration to the main ship power plant are demonstrated.

Key words: ship power plant, fuel cell power plant, fuel cell system, molten carbonate fuel cell, solid oxide fuel cell, reformer, conversion.

УДК 621.515.003

Ф.Г. Сорогин¹, Ю.Ф. Басов¹, П.Д. Жеманюк¹, В.П. Трофимов¹, А.В. Минячихин², И.И. Петухов², Ю.В. Шахов²

¹ ОАО «Мотор Сич», Украина

² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Украина

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТП Д-336-2 С РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА

Рассмотрены различные способы охлаждения циклового воздуха как средство повышения энергетической эффективности газотурбинных приводов. Обоснованы преимущества для этих целей мелкодисперсного распыла охлаждающей воды при высокой температуре входного воздуха. В этом случае проточная часть привода остается без изменений, а незначительные доработки выполняются только в воздухозаборном тракте. Определены допустимые расходы воды, преимущества жидкостной и пневматической форсунок. Приводятся расчетные данные о влиянии распыла воды на входе в компрессор на климатическую характеристику газотурбинного привода Д-336-2 с номинальной мощностью 6,3 МВт.

Ключевые слова: газотурбинный привод, цикловой воздух, испарительное охлаждение, распыл воды, климатическая характеристика.

Введение

Задача поддержания требуемых технических параметров, экономичности и надежности наземных газотурбинных приводов (ГТП) вне зависимости от климатических условий работы и сезона была и остается актуальной. Особенно значимым является снижение выходной мощности и эффективного КПД ГТП при высокой температуре входного воздуха в летний период. Характер этой зависимости для ГТП Д-336-2 приведен на рис. 1 [1, 2].



Рис. 1. Климатическая характеристика ГТП Д-336-2: 1 — мощность, 2 — эффективный КПД, 3 — расход воздуха

При температуре входного воздуха 313К мощность привода N снижается на 28,4%, а эффективный КПД η_е на 12,3% по сравнению с показателями на номинальном (по параметрам ISO) режиме.

Компенсировать такое падение можно за счет установки ГТП с заведомо завышенной при нормальных условиях выходной мощностью либо большего числа ГТП. Однако энергетическая эффективность этих приводов также снижается с ростом температуры входного воздуха.

Охлаждение циклового воздуха в значительной мере устраняет указанные негативные последствия. Системы охлаждения можно классифицировать по месту расположения и типу. В последнем случае различают конвективные (рекуперативные) и испарительные (контактные) системы охлаждения.

Конвективное охлаждение осуществляется в поверхностном теплообменнике и предполагает использование парокомпрессионной или абсорбционной холодильной машины (XM). При этом принципиально реализуется охлаждение воздуха любой влажности. Однако удельная стоимость 1 кВт «восстановленной» мощности для конвективных систем с парокомпрессионной XM оценивается в 290\$, с абсорбционной водоаммиачной XM - 275\$ и бромисто-литиевой XM - 350\$ [3].

В действительности сезонное использование XM и внесение значительных изменений в конструкцию воздухозаборной части ГТП приводят к значительно большей величине удельной стоимости «восстановленной» мощности. Кроме того,

©Ф.Г. Сорогин, Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, В.П. Трофимов, А.В. Минячихин, И.И. Петухов, Ю.В. Шахов, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 — **147** — при охлаждении влажного воздуха ниже «точки росы» возможен также срыв крупных капель с водяной пленки, образующейся в этом случае на теплообменной поверхности.

Контактное охлаждение осуществляется за счет испарения воды в охлаждаемый воздух и значительно дешевле конвективного. В зависимости от способа организации процесса контактные системы можно разделить на панельные (увлажняющие) [2] и распылительные. Главным недостатком испарительных панелей является большая степень загромождения проточной части и, как следствие, значительные гидравлические потери, которые сохраняются и в случае, когда охлаждение воздуха не требуется. Поэтому больший интерес представляют распылительные системы охлаждения (РСО), реализующие испарительное охлаждение воздуха путем распыла мелкодисперсной влаги с помощью форсунок различного типа.

1. Цель работы

В данной работе рассмотрено влияние охлаждения циклового воздуха перед компрессором путем ввода распыленной воды на характеристики ГТП Д-336 -2. Определены эффективный КПД и мощность в области устойчивой работы ГТП. Выполнен анализ преимуществ использования форсунок различных схем в составе РСО.

2. Распылительные системы охлаждения

Контактное охлаждение циклового воздуха, реализуется за счет испарения капель дистиллированной воды, распыленных в охлаждаемом воздухе с помощью гидравлических или пневматических форсунок. По месту расположения различают РСО входного воздуха, РСО «влажного» или «мокрого» сжатия, межступенчатые, межкаскадные и смешанные РСО [4]. РСО входного воздуха обеспечивает испарение всех капель до входа в компрессор. В РСО «мокрого» сжатия испарение основной массы капель продолжается в компрессоре. При этом реализуется процесс сжатия с одновременным охлаждением воздуха, что термодинамически предпочтительнее, однако, существует риск повреждения лопаток компрессора. Межкаскадные РСО обеспечивают подачу воды между компрессорами низкого и высокого давления (КНД и КВД), что диктует необходимость изменений конструкции ГТП и в ряде случаев является неприемлемым. Смешанные РСО объединяют несколько видов охлаждения.

В равновесном процессе испарить во влажный воздух заданной температуры Т и относительной влажности φ можно только вполне определенное количество воды (рис. 2a). Оно определяется достижением состояния насыщения для парогазо-

вой смеси. Превышение этого расхода приведет к сохранению неиспарившихся капель вниз по потоку.

Доля испарившейся воды определяет достижимое значение охлаждения воздуха (рис. 26). При относительной влажности 20% и начальной температуре 320 К охлаждение составляет 20 К.

РСО входного воздуха, в отличие от других систем, характеризуется простотой конструкции и эксплуатации. Она может монтироваться с минимальными доработками существующего воздухозаборного тракта ГТП. При этом задача испарения всех капель до входа в компрессор может быть решена за счет надлежащего выбора расстояния до входа в компрессор, расхода охлаждающей воды, конструкции форсунок и их расположения по сечению всасывающей шахты.



Рис. 2. Характеристики равновесного процесса испарительного охлаждения влажного воздуха

1 - φ = 20%; 2 - 40%; 3 - 80%. а) расход испаряемой воды; б) снижение температуры воздуха

Важнейшим элементом РСО входного воздуха является форсунка, которая должна обеспечивать дисперсность распыла воды не хуже 40 мкм [4]. Выполненные исследования показали, что наиболее подходящими являются форсунки двух типов - гидравлическая струйная с игольчатым рассекателем (рис. 3) и пневматическая.

Важным преимуществом гидравлической форсунки является то, что здесь не используется второй поток (сжатый воздух). Это упрощает экспериментальную отработку, и систему подачи и регулирования расхода.



Рис. 3. Струйная форсунка с рассекателем игольчатого типа

Однако при приемлемых параметрах распыла давление воды перед форсункой составляет до 20 МПа, а расход не более 10 г/с. Малый расход через форсунку и незначительные размеры факела распыла определяют необходимость введения в проточную часть воздухозаборного тракта трубной решетки, позволяющей равномерно распределить необходимое количество форсунок. Наличие такой решетки в проточной части является причиной дополнительных постоянных гидропотерь на входе воздуха в ГТП.

Значительные технологические сложности возникают также в процессе изготовления форсунки, в частности цилиндрического сопла диаметром 150...300 мкм. Любые нарушения формы отверстия ведут к искажению факела распыла. На этот параметр также влияет взаимное положение сопла и игольчатого рассекателя.

Малые проходные сечения форсунки делают обязательным введение в состав системы фильтров тонкой очистки. Наличие высоконапорного насоса также является фактором, осложняющим эксплуатацию PCO с форсункой данного типа.

Пневматические форсунки работают при давлении менее 0,5 МПа и характеризуются относительно большими проходными сечениями по воздуху и воде. Это позволяет обеспечить больший по сравнению со струйной форсункой единичный расход воды, тем самым сократив количество форсунок в составе РСО.

Большая дальнобойность пневматической форсунки (длина факела распыла) позволяет реализовать размещение выходного сечения форсунки заподлицо со стенкой воздухозаборного тракта. В результате воздухозаборный тракт не меняется и в выключенном состоянии РСО дополнительных потерь давления на входе в ГТП не создает. Снижается также вероятность выхода из строя форсунок вследствие засорения. Подключение форсунок к источникам сжатого воздуха и воды осуществляется снаружи шахты воздухозаборного тракта, что также упрощает обслуживание РСО.

Осложняет использование пневматических форсунок необходимость в сжатом воздухе. Включение в состав РСО отдельного компрессора с расходом не менее 12,5 нм³/мин снижает надежность системы. Поэтому целесообразно брать сжатый воздух от компрессора ГТП, используя один из технологических отборов, предусмотренных его конструкцией.

Более предпочтительным является отбор воздуха из компрессора низкого давления (КНД), поскольку в пневматических форсунках достаточно иметь сжатый воздух умеренного давления. Однако в существующих ГТП семейства Д-336 этот ресурс ограничен и на стадии отработки РСО использоваться не может.

Более безопасно на данном этапе использовать отбор из компрессора высокого давления (КВД) для антиобледенительной системы. Перед пневматической форсункой давление воздуха понижается путем дросселирования, а температура снижается в теплообменнике. Его тепловая нагрузка соответствует испарению дополнительного расхода воды, составляющего примерно 20% от основного.

В результате экспериментов отработана конструкция пневматической форсунки с центральным газовым соплом и периферийной подачей воды. Дополнительное влияние на факел распыла оказывал завихритель, установленный в воздушное сопло. При приемлемом качестве распыла расход воды через единичную форсунку составил около 25 г/с.

3. Климатическая характеристика ГТП

Более предпочтительной для ГТП представляется РСО с пневматическими форсунками. Для ГТП Д-336-2 достаточно иметь 6 описанных выше форсунок. Воздухозаборный тракт не загромождается конструктивными элементами РСО, поскольку как сами форсунки, так и магистрали подвода воды и воздуха располагаются вне проточной части. Поэтому анализ эффективности ГТП с РСО выполнялся без учета дополнительных потерь в воздухозаборном тракте. Правомерния свободной турбины составляла 7200 об/мин.

Скорость воздуха на входе определялась по харак-

теристикам привода Д-336-2 и заданной площади

проходного сечения всасывающей шахты.

ность такого допущения будет проверена в ходе предстоящих экспериментов. Причиной дополнительных гидропотерь является взаимодействие основного потока воздуха с факелами распыла форсунок.

Влияние отбора воздуха из КВД на мощность ГТП Д-336-2 характеризуется следующими показателями. Отбор 0,6 кг/с воздуха (2% на номинальном расходе) приводит к потери мощности около 250 кВт (4% на номинальном расходе). При повышении температуры входного воздуха эти потери в процентном отношении растут, сохраняя свою величину в абсолютном значении.

Анализ проводился при давлении окружающего воздуха 0,101 МПа и фиксированной температуре газа перед рабочими лопатками турбины высокого давления, равной 1280 К. Частота враще-

Результаты расчета климатической характеристики ГТП Д-336-2 с РСО для исходной относительной влажности 40% представлены на рис. 4. Расход воды в РСО задавался таким, чтобы недоохлаждение входного воздуха до состояния насыщения составило 1 К. На рисунке при-

да воды) ГТП. Резкий «провал» мощности «сухого» ГТП при температуре 40...45 °С обусловлен открытием клапанов перепуска воздуха компрессора низкого давления. При использовании РСО такое регулирование не потребовалось.

ведены также характеристики «сухого» (без вво-



n. 30 . 29 . 28 27 26 25 200 310 TK285 205 300 305 315 320 б)

Рис. 4 Климатическая характеристика ГТП Д-336-2 с РСО на основе пневматических форсунок: относительная влажность воздуха φ = 40%; ∘ − исходный двигатель; • − двигатель с РСО

Выводы

Охлаждение циклового воздуха значительно увеличивает как мощность, так и эффективный КПД ГТП. Распылительные системы охлаждения по удельной стоимости и условиям эксплуатации являются наиболее приемлемыми для этих целей. Реализовать такие системы можно на основе как струйных, так и пневматических форсунок. Разработанные конструкции струйной и пневматической форсунок в результате проведения испытаний подтвердили возможность получения необходимой дисперсности распыла капель.

Преимуществами PCO с пневматическими форсунками являются меньшие гидравлические потери в воздухозаборном тракте и простота монтажа. Более привлекательны они и для условий эксплуатации на компрессорных станциях. Для подачи воды используются низконапорные насосы, воздух может отбираться от компрессора ГТП, а в выключенном состоянии PCO не ухудшает гидравлические характеристики воздухозаборного тракта. Приведенные данные о затратах мощности на получение сжатого воздуха не характерны для распылительных систем охлаждения ГТП семейства Д-336, а обусловлены только доступным на этапе отработки технологии местом отбора воздуха. При давлении воздуха 0,3 МПа эти затраты не превышают 100 кВт. Отбор воздуха с таким давлением для нужд РСО следует предусматривать на этапе проектирования ГТП.

В целом полученные результаты позволяют обоснованно выбирать параметры РСО и ее элементов, обеспечить повышение эффективности любого ГТП при высокой температуре циклового воздуха за счет испарения мелкодисперсных капель воды.

Перечень ссылок

1. Петухов И.И. Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха / И.И.Петухов, А.В.Минячихин, Р.Л.Зеленский, П.Д.Жеманюк, Ф.Г.Сорогин, А.И.Таран // Авиационно-космическая техника и технология. -2004.- №8 (16). – С. 13-15. 2. Петухов И.И. Применение испарительных панелей для системы охлаждения входного воздуха газотурбинного привода/ И.И.Петухов, А.В. Минячихин, Ф.Г.Сорогин, Р.Ю.Турна // Авиационно-космическая техника и технологияю. - 2006.- №7(33). - С.21-24.

3. Turbine Inlet Cooling from Exhaust Heat by Aqua Absorption/ASHRAE CTIC Symposium 2004 [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.energyconcepts.com /pdfs/ SYMP-00147-2003.pdf 4. Басов Ю.Ф. Распылительные системы охлаждения циклового воздуха газотурбинного привода и их эффективность / Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, И.И.Петухов, А.В. Минячихин, Ф.Г. Сорогин, Ю.В. Шахов // Авиационно-космическая техника и технология. - 2009.- №7 (64). - С. 38-43.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Ф.Г. Сорогін, Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, В.П. Трофімов, А.В. Мінячихін, І.І. Петухов, Ю.В. Шахов. Аналіз ефективності ГТП Д-336-2 з розпилювальною системою охолодження циклового повітря

Розглянуто різні способи охолодження циклового повітря як засіб підвищення енергетичної ефективності газотурбінних приводів. Обґрунтовано переваги для цих цілей мелкодісперсного розпилу охолоджуючої води при високій температурі вхідного повітря. У цьому випадку проточна частина приводу залишається без змін, а незначні доопрацювання виконуються тільки в повітрозабірному тракті. Визначено допустимі витрати води, переваги рідинної та пневматичної форсунок. Наводяться розрахункові дані про вплив розпилу води на вході в компресор на кліматичну характеристику газотурбінного приводу сімейства Д-336-2 з номінальною потужністю 6,3 МВт.

Ключові слова: газотурбінний привід, циклове повітря, випарне охолодження, розпил води, кліматична характеристика.

F.G. Sorogin, Y.F. Basov, P.D. Zhemanyuk, V.P. Trofimov, A.V. Minyachikhin, I.I. Petukhov, Y.V. Shakhov. Effectiveness analysis of the D-336-2 GTU with cyclic air evaporative fog cooling system

The different ways of the cycle air cooling as means of the GTU energy efficiency improving are considered. Cooling water atomization at high temperature inlet air advantages are substantiated for these purposes. GTU air-gas channel of the remains unchanged, but minor improvements are done only in the intake tract. The advantages of liquid and pneumatic nozzles and admissible water charge are defined. The calculated data on the water atomization at the compressor inlet influence on the climate characteristics of the D-336-2 GTU with nominal capacity of 6.3 MW are presented.

Key words: gas turbine unit, cycle air, evaporative cooling, water fog, climate characteristics.

UDC: 681.2.08:53.08

D. Kwapisz¹, M. Hafner¹, V.Spitsyn², A.Mykhaylov², V. Berezhnoy² ¹Meggitt Sensing System, ²Zorya- Mashproekt

TEST AND VALIDATION OF A MICROWAVE TIP CLEARANCE SENSOR ON A 25MW GAS TURBINE ENGINE

Blade turbine monitoring is an important area of work for improvements in gas turbine operation. Blade tip clearance measurements offer improvement in engine efficiency by enabling active clearance control. However, this is a difficult measurement because of the harsh turbine environment. The high temperature microwave sensor presented in this paper is one of the most promising candidates for clearance measurement. It has been tested on the high pressure stage of a 25MW gas turbine engine during different operating modes. Moreover, the individual blade clearance measurement has been tested by using a rotor with ten shortened blades. The resulting measurement performance is very good in terms of precision and accuracy and show the efficacy of this measurement system.

Key words: Gas turbine, sensor, tip clearance, microwave.

Introduction

Blade tip clearance sensing is a key for future improvements of gas turbine design, operation and services [1]. A few sensing technologies exist at different maturity levels but at this time, no system is used as original equipment of an engine fleet. One of the main reasons is the harsh environment of the first stages of gas turbines in terms of temperature, pressure, vibration and the presence of combustion products. This environment limits long-term use of most candidate technologies.

Within this context, Meggitt Sensing System has developed a microwave system with high temperature probes that survive the engine environment [2]. Contrary to capacitive or eddy current technologies, the phase-based microwave system of Meggitt offers a raw measurement response which is naturally linear where the measured phase is proportional to the clearance as a portion of the wavelength. This fact is very important from a metrology standpoint and makes the system much more robust than others. Nevertheless, the only way to judge of the final measurement validity and quality is a real engine test as [3-4]. Within this purpose, an engine test campaign has been performed with the Meggitt microwave system in collaboration with the gas turbine company Zorya-Mashproekt. The high pressure turbine (HPT) stage of a DM80 engine (25MW rated output power) was instrumented with eight microwave sensors with clearance being monitored during different engine operating modes. This paper describes the different steps leading to the engine test as well as the obtained measurement results.

The operation of a blade tip clearance system within a gas turbine requires some operations such as

engine modification for probe mounting, probe calibration, system configuration and installation. All these steps have to be performed consistently in order to achieve the desired measurement accuracy. The first step is a laboratory study performed by Meggitt in order to define the best system configuration corresponding to the target engine. For that, actual blades have been mounted on a precision test setup in order to ensure data a representative calibration environment [5]. Given the clearance range (0 to 4mm), the 24GHz version of the microwave system was chosen. This version of the system corresponds mainly to aeronautic or aero-derivative engines compared with the 6GHz version, which is designed for large frame gas turbines. During the laboratory study, the positioning of the probe with respect to the blade has been tuned in order to obtain the best measurement performance [6]. This step is necessary before the modification of the engine, which consists of drilling probe passage holes. Once the probe positioning and the engine modification have been defined, each one of the eight probes was individually calibrated by Meggitt.

The second important step performed before the engine test was the system and probe installation. When placed in the engine, the probes need to be positioned in the same location as defined during the laboratory study. Therefore, the probe actual probe recesses when installed in the engine (due to tolerance stack up) were measured and taken into account in order to correct the clearance measurements.

The objective of the engine test was to evaluate the Meggitt tip clearance microwave system in terms of measurement performance. Therefore, two types of results are considered. The first one is the consistency of measurement over different engine operation modes: start-up, power sweeping, hot restart and activation of a casing cooling system. The second type of validation results is the capacity of the system to measure individual blade clearances. In order to test this, the rotor was modified by shorting ten blades at different heights. Before presenting the engine test results, the first section of this paper will describe the microwave system and the associated measurement princi ple. Then, the laboratory study and the probe calibration will be presented. The system installation and the probe mounting will be detailed in the third section. Finally, the measurement results obtained during the engine test will be described in the last section.

1. Presentation of the sensor

The microwave high temperature blade tip clearance system developed by Meggitt is based on a phase measurement principle. The first industrialized version of the system was used for the test engine presented in this paper.

1.1. Microwave system overview

The measurement system uses high temperature microwave probes (figure 1). The dimensions of these probes are relatively small with an outer diameter of 8.5 mm. This small probe diameter minimizes the probe intrusion inside the engine.



Figure 1. Picture of the ten microwave high temperature probes used for the engine test. Eight probes were mounted in the engine and two probes were used as spare

In order to measure blade tip clearance, the probes are mounted through the engine casing such their sensor has adirect view of the blade tips. The sensor measures the distance between the blades tip and the probe. The probe is recessed into the ring segment and a conical opening is made around the probe tip (figure 2).



Figure 2. Probe installation into the engine. The probe is mounted toward the blades

The microwave system used for this engine test is composed of eight independent measurement channels operating at 24 GHz. Each channel is composed of a microwave probe installed in the engine, a microwave cable and an electronics cards pair (figure 3). The electronics cards are installed in a rack mounted inside a protective and thermally regulated enclosure located close to the engine. The microwave probes are connected to these electronics with one meter of integral high temperature cable and seven meters of medium temperature extension cable. Additionally to the microwaves channels, the speed signal of the high pressure rotor is provided to the system for synchronization.



Figure 3. System architecture. All electronics cards are mounted in a VM600 rack

The raw signal acquisition scheme is based on periodic snapshots every second. Each snapshot catches exactly one rotor revolution by being synchronized with the rotor speed signal. The sensors are not making measurements in-between acquisitions and during this time the signal processing is performed. Therefore, each sensor provides atip clearance update of the rotor's blades every second.

1.2. Measurement principle

The microwave displacement measurement system was originally developed and patented at Georgia Tech in 2001[3]. It is based on a continuous-wave microwave signal which is generated by the electronics, transmitted by the probe and reflected by the blade tip back to the electronics. The reflected signal is then compared to an internal reference in order to extract its phase and magnitude. A quadrature mixer architecture is used to extract the inphase and quadrature channels (baseband) from the microwave signal (figure 4). Therefore, the obtained phase is directly related to the clearance even if specific signal processing is necessary to remove the phase contribution of the cable.

The conversion between the measured phase and the associated clearance is given by Equation 1 and depends on the wavelength λ . Nevertheless, it requires a calibration map which depends on probe sensitivity, blade tip geometry and installation parameters such as probe installation recess in order to make the absolute clearance measurement.

$$\delta = \frac{\phi'}{4\pi} \cdot \frac{c}{T}$$
 and $\delta' = f_{cor}(\delta)$

Equation 1: Calculation of the clearance with respect to the measured phase φ , the wavelength λ and the calibration map f_{cal} .



Figure 4. Electronics architecture. The microwave generator emits a signal which is transmitted to the probe through a circulator. Then, the wave is reflected by the blade tip back to the circulator and to the two mixers. The inphase and quadrature components of the reflected wave are extracted and digitalized before processing

2. Laboratory study

Operation of blade tip clearance systems, independently of the used technology, requires preliminary laboratory work. The main goals are the choice of probe positioning with respect to the blades and the individual probes calibration. Final measurement performance greatly depends on these two steps, which are discussed in this section. The laboratory study is mainly done by using a precision test setup with actual blades mounted on it (figure 5).



Figure 5. Laboratory mounting used for test and probe calibration. Three actual blades are mounted and moved in the same arc motion as the engine. The probe is mounted through an engine casing mockup, which reproduces the actual engine radius and the actual probe port shape. Clearance is

automatically controlled and corresponds to the absolute distance between blade tip and casing.

2.1. Choice of probe positioning

Measurement performance depends on the geometry of the target in front of the probe. Even if the blade geometry is fixed, the relative axial position of the probe to the blade as well as its angular orientation can be tuned to improve performance (figure 6). Indeed, because of the polarization of the electromagnetic field generated by the probe, the probe angular orientation changes the measurement response.



Figure 6. Probe positioning. Usually, the cold probe axial position can be chosen during the installation within a given range. This position has to be chosen by considering the axial shift of the rotor which will set the probe in its hot position during the engine operation. Moreover the angular orientation of the probe can also be tuned

The parameter to optimize is the consistency of measurement over the different axial positions seen by the probe during engine operation (figure 6). Indeed, spatial filtering effects can generate measurement errors if the blades are moving axially relatively to the probe. These errors are usually characterized by using the precision test setup and can be minimized by tuning the probe cold build position and the probe orientation [6]. The optimal probe cold axial position and probe orientation obtained for this engine are given by figure 7.



Figure 7. Optimization of probe positioning. The measurement error due to the axial shift is computed for different combination of orientation and cold axial position. It shows an optimum for 10 mm of cold position and 110 degrees of orientation

2.2. Individual probe calibration

After having chosen the cold axial position and the orientation of probes, as explained in the previous section, the individual calibration of each probe is performed. This calibration is required to remove the systematic errors that come from blade geometry and probe manufacturing variability. Probe calibration is made by using the precision test setup. Several measurements are made at different clearances in order to record the system response (figure 8). Moreover, the probe axial position is also randomly swept from the cold position to the hot position in order to make the calibration consistent over the full axial range. The error due to the rotor axial shift has been estimated during probe calibration to be within ± 0.2 mm.



Figure 8. Example calibration one. The experimental data points show that the system response is not perfectly linear and have to be corrected by the calibration map. The spread of measurement corresponds at the same time to axial shift effect and to random noise



Figure 9. Individual calibration curves of the different probes. Even if the general shape is comparable, there are some offset differences

Figure 9 shows each probe calibration curve, which are slightly different mainly in term of offsets. These offsets come from the probe manufacturing variability. That is the reason why an individual calibration is currently required for absolute clearance measurement. Nevertheless, a common calibration is possible but would require a zeroing process while the probes are mounted on the engine.

2.3. Conclusion on laboratory study

The laboratory study has been performed by using real blades and a representative mock-up of the engine casing. During this study, the optimal probe positioning, in terms of cold built axial position and orientation, has been defined in order to get the best measurement performance. These positioning parameters have been used to make the individual calibration of each probe dedicated to the engine test.

3. Engine installation of the microwave system

Eight probes were installed around the single HPT stage of a DM80 test engine (figure 10). This engine is equipped with a tip clearance control system at the HPT with the microwave clearance system being used to characterize the efficiency.



Figure 10. DM80 engine schematic from Zorya-Mashproekt documentation. This engine has 3 spools: 9 stages low pressure compressor with a single low pressure turbine stage, 9 stages high pressure compressor with a single high pressure turbine, a four stage free power turbine providing 25 MW power to a generator

3.1. Microwave system installation overview

In order to ensure a good reading of the engine casing deformation; eight probes were installed around the high pressure turbine rotor and numbered by their dedicated probe port (figure 11). These probes are connected to a rack located next to the engine by using extension cables which are rated up to 200 °C.



Figure 11. Mounting diagram of the eight microwave probes on the stage high pressure turbine of the DM80 engine. The view is from the exhaust and the rotor turns counter clockwise

3.2. Probe holder design

The probe is clamped into the probe holder at a given orientation maintained by a pin. The probe holder is screwed into the upper ring segment from the outside of the casing. The final recess of the probe tip inside the ring segment is set by an adjustment washer. An annulus between the probe tip and hole in the ring segment allow compressor pressurized cooling air to circulate around the probe tip and reduce the probe heating that would occur with direct contact of the gas path.



Figure 12. Drawing of the microwave high temperature probe holder design and its mounting on the DM80 engine port. The probe mounting is referenced to the upper ring segment while the blade tip clearance zero is the surface of the ring segment

3.3. Discussion on probe referencing in the engine

The measurement given by the probes is the distance between the probe and the blades whereas the distance of interest is the one between the blade and the honeycomb ring segment surface. The individual laboratory calibration of the probes was done by Meggitt with a fixed recess. Any deviation from this recess used for probe calibration results in an absolute clearance offset in the final measurement.

The probe mounting was done with the engine partially assembled when the high pressure turbine rotor was not yet mounted, allowing the measurement of the probe recess. For each probe, the difference between the recess measured during laboratory calibration and during engine installation was used to correct the absolute clearance measurement (figure 13).



Figure 13. Probe recess measured during the laboratory calibration and the engine installation. The difference between them is taken into account as a clearance offset for final measurement

A perfect absolute clearance measurement is difficult to achieve because of the mechanical tolerance stack up from the laboratory mounting and the engine one. This is why is it highly recommended to perform a zeroing with regards to an actual mechanical measurement. Unfortunately, this actual mechanical measurement was not conducted during this engine test and there are still uncertainties with the absolute measurement provided by the microwave system.

Engine clearance measurements 4.

4.1. Results summary

The microwave system was able to measure clearance correctly during the different test phases. The measured valued are consistent probe to probe and with the expected engine behaviours. Three different engine phases were monitored: sweeping of engine power, hot restart and utilization of an active clearance control system.

4.2. General trends

The general trends for the entire engine test are presented in Figure 14 through Figure 17. The first figure shows the ignition of the engine from idle to 1MW of output power. The mean clearance varies from 2.4 mm to 1.9 mm during this start-up. During the second day of testing (figure 15), clearance decreases from 1.9 mm at 3.1 MW to 1.3 mm at 19.1 MW. Therefore, the total clearance variation from the cold state to the hottest state is about 1.1mm.

Figure 16 shows a rapid load variation from 18 MW to 1 MW. The tip clearance increases from 1.31 mm to 1.33 mm immediately after the load decreasing and reach the value 1.65 mm after 13.5 min. The total increasing of the clearance is 0,34 mm. After this rapid load decreasing, the load is increasing up to 19.3 MW. The clearance quickly goes from 1.65 mm to 1.60 mm and reaches the value of 1.43 mm after 5 min. The total decreasing of clearance is 0.22 mm.

Fast load increasing-decreasing shows that the tip clearance is not overlapped and is sufficient for normal operation in load range from 1 to 19 MW, and after measured results extrapolation, up to 25 MW.



Figure 14. Average clearance trends for the eight probes on the first day of engine testing. Short engine test mainly to check microwave system after its installation. The engine was brought to idle and then to 1 MW output power synchronized with the grid



Figure 15. Average clearance trends for the eight probes on the second day of engine testing



Figure 16. Average clearance trends for the eight probes on the third day of engine testing during the fast engine output load decreasing and increasing event



Figure 17. Average clearance trends for the eight probes on the third day of engine testing during the slow increasing of output power load

4.3. Noise Characterization

The results presented in the previous section are not filtered and contain random noise that comes from electronics. The amount of noise is generally a problem on tip clearance system such as those that use capacitive measurements. It directly impacts the filtering strategy which has to fulfil at the same time the needs of accuracy and bandwidth. In this section, an estimation of the noise levels obtained during the engine test is presented. It is based on the assumption that the actual variations of clearance are located in the low frequencies and the noise is white. Indeed, the radial clearance typically changes relatively slowly within seconds as they are driven mainly by thermal change of the different engine components such as the rotor, blades and stator casing. Therefore, the noise is separated from the signal by using a filter with a cut-off frequency set at 0.01 Hz for a measurement frequency of 1 Hz (figure 18).



Figure 18. Estimation of noise based on frequencies separation

Once the noise is separated from the signal, it is characterized in terms of spectrum, standard deviation and 99th percentile. The spectrum (figure 19) does not show any specific frequency content and be considered white. Standard deviations and 99th percentile have been computed for all sensors and are summarize by (figure 20).



Figure 19. Spectrum of the noise, it shows the noise can be considered white



Figure 20. Standard deviation and 99th percentile of noise measured for the eight sensors. Results are within the same order of magnitude for all probe and consistent with a Gaussian distribution

4.4. Individual clearance measurement

One of the objectives of this engine test is to confirm that the microwave system is able to correctly measure individual blade tip clearance. It is important in terms of technology demonstration but also in terms of application. Indeed, individual clearance measurement are necessary to get the minimal clearance which corresponds to the blade that will rub the casing first. Moreover, one of the applications of tip clearance measurement is the detection of blade crack by tracking a quick change with the blade size.

In order to evaluate system performance for individual clearance measurement, ten blades of the rotor were shortened at different heights up to one millimetre shorter. Theses shortened blades are located at different angular positions on the rotor which gives a recognisable pattern. This pattern has been measured and averaged for all sensors as shown by figure 21. The shorter blades can be easily differentiated and correspond to the actual modification realized on the engine. Nevertheless, some differences appear between the sensors which arise from two areas. The first reason is calibration imperfection which generates measurement sensitivity variations. In other terms, a clearance difference between two blades is seen smaller or larger depending on the sensor. As example, the sensor n°8 generally measured higher clearance differences than the other sensors (see figure 21). Independently of scaling factor which comes from calibration, a residual variability of about 0.1mm remains. This second type of difference is typically a systematic measurement error which could come from the probe sensitivity to small differences on blade tip geometry. Indeed, microwave measurement corresponds to an integration of the waves reflected on almost the entire surface of the blade tip in front of the probe. Small difference between blade surface such cooling holes, can be seen differently by the probes and generate small clearance pattern differences.



Figure 21. Averaged blade patterns measured by the eight sensors. Blade patterns correspond to the individual clearance relative to the mean one and the unit is in millimeters

In addition to cross-sensors clearance pattern comparison, it is interesting to looks at the evolution of a pattern measured by one sensor over a test period. As an example figure 22 shows the minimal and maximal values of individual clearance measured by one particular sensor. It shows pattern variation lower than 0.25 mm. This pattern variation can be explained by rotor vibrations, differential blade expansion with temperature and centrifugal forces, or measurement errors.



Figure 22. Lower and upper limits of the pattern measured by one particular probe over the entire period of test. The unit shown on the graph is in millimeters

Conclusion

Blade tip clearance measurement is a difficult measurement because of the harsh turbine environment. Many technologies are used for engine development and testing but no technology has been successfully adopted for long term monitoring over the life of the engine. The challenge is to find a technology that is suitable for long term, high temperature operation but that can also provide accurate and reliable measurement. The tip clearance microwave system of Meggitt is based on high temperature probe design and on a measurement principle robust to the effect of temperature and contaminants. The engine test presented in this paper has demonstrated the operability of the system in terms of probe mounting, calibration and system installation. The clearance measurements obtained during this test are within the range of expected

values and directly usable for test engineers. The data has been used to correctly characterize the engine behaviour during normal operation and load variations. HPT blade tip clearance influences highly on the performance of the stage. Obtained results of the tip clearance measurements at different operation modes show the possibility of HPT stage performance increasing on 1.5-2.0% with gas-turbine engine performance increasing on 0.2-0.25% (absolute). Moreover, individual blade monitoring has been demonstrated with the ten shorter blades of the rotor correctly detected by the microwave system. Such detection can be used to track changes over time within individual clearance and detect potential blade crack and pending blade failure.

The results obtained during the engine test are very promising. Nevertheless, they will be completed with a follow-on engine test. More specially, low rotor speed measurements of a hot restart after an emergency stop have to be made to complete the range of situations to test. Long term test campaigns are also recommended to evaluate the stability of the system and the aging of the probe in a real turbine.

References

1. Lattime S. B. Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future direction / S. B. Lattime, B.M. Steinetz. – Indianapoli: AIAA 38th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2002

2. Geisheimer J.L. A Microwave Blade Tip Clearance Sensor for Active Clearance Control Applications / J.L. Geisheimer, S.A. Billington and D.W. Burgess. – Fort Lauderdale, Florida: AIAA 2004-3720 40th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2004

3. Woike, M.R. Testing of a Microwave Blade Tip Clearance Sensor at the NASA Glenn Research Center / M.R. Woike, J.W. Roeder, C.E Hughes, T.J. Bencic. – Orlando: 47th Aerospace Sciences Meeting, 2009.

4. Holmquist E.B.Turbine Blade Tip Clearance Instrumentation / E.B. Holmquist, P.L. Jalbert. – Montreal: Proceedins of GT2007 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, 2007

5. Geisheimer J.L. Metrology considerations for calibrating turbine tip clearance sensors / J.L. Geisheimer, T.A. Holst – Rhode-St-Genиse, Belgium: XIX Biannual Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery, April 7-8, 2007

6. Kwapisz D. Calibration and Characterization of a CW Radar for Blade Tip Clearance Measurement / D. Kwapisz, M. Hafner, S. Queloz. – Paris: Proceedings of the 7th European Radar Conference, 2010.- P320-323.

Испытание и проверка сверхвысокочастотного датчика контроля зазоров кромок лопаток на газотурбинном двигателе мощностью 25 МВт

Контроль зазоров между кромками лопаток турбины является важной частью работы, направленной на улучшение рабочих характеристик двигателя, прежде всего, на повышение характеристик его эффективности. Измерения подобного типа являются чрезвычайно сложными. Представляемый датчик является одним из наиболее надежных приборов своего класса, обеспечивающих подобные измерения. Испытания датчика проводились в условиях высокого давления на разных режимах работы двигателя. Кроме того, были проведены испытания на измерение зазоров отдельных лопаток. С этой целью был использован ротор, имеющий десять укороченных лопаток. Полученные результаты имеют высокий уровень точности, что демонстрирует эффективность данной измерительной системы.

Ключевые слова: газотурбинный, датчик, зазор кромки, сверхвысокочастотный.

Випробування і перевірка надвисокочастотного датчика контролю зазорів кромок лопаток на газотурбінному двигуні потужністю 25 МВт

Контроль зазорів між кромками лопаток турбіни є важливою частиною роботи, спрямованої на поліпшення робочих характеристик двигуна, насамперед, на підвищення характеристик його ефективності. Виміри подібного типу є надзвичайно складними. Датчик, що представляється, є одним з найбільш надійних приладів свого класу, що забезпечує подібні виміри. Випробування датчика проводилися в умовах високого тиску на різних режимах роботи двигуна. Крім того, було проведено випробування на вимір зазорів окремих лопаток. З цією метою був використаний ротор, що має десять укорочених лопаток. Отримані результати мають високий рівень точності, що демонструє ефективність даної вимірювальної системи.

Ключові слова: газотурбінний, датчик, зазор кромки, надвисокочастотний.

УДК 629.735.33

Л.В. Капитанова

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ"

АНАЛИЗ УЧАСТКОВ ПОСАДОЧНОЙ ДИСТАНЦИИ С УЧЕТОМ МОДИФИКАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В СТОЙКАХ ШАССИ САМОЛЕТА

Исследовано принципиальное влияние новых конструктивов, т.е. дополнительных энергетических камер (ДЭК), используемых, как правило, на участие нетормозного пути на все участки посадочной дистанции самолета. Показано, что применение ДЭК в основных и передней стойках шасси обеспечивает не только снижение перегрузок в момент посадочного удара и снижает длину участка нетормозного пути, но и существенно расширяет возможности параметров пилотирования на всех участках посадочной дистанции по величинам: углу захода на посадку, вертикальной составляющей посадочной скорости, углу отклонения руля высоты и посадочному углу атаки крыла.

Ключевые слова: модификация самолета, взлетно-посадочные характеристики, взлетно-посадочная полоса, длина разбега, длина пробега.

Введение

Взлетно-посадочные характеристики (ВПХ) играют существенную роль в конкурентной способности современных самолетов, поскольку они определяют аэродромы их базирования, безопасность самолетов и пассажиров, технику пилотирования и т.д. [1].

С непрерывным увеличением крейсерских скоростей полета, неизбежно ухудшаются взлетнопосадочные характеристики. Поэтому разработка средств, обеспечивающих их улучшение, была постоянной заботой конструкторов на всех этапах развития авиации.

За последние годы появились сотни научных работ и проектно- конструкторских разработок [1]–[2], направленных на решение этой постоянно существующей проблемы.

Одним из важных направлений улучшения ВПХ самолетов является путь совершенствования амортизационных систем их шасси, воспринимающих и гасящих всю вертикальную составляющих посадочной энергии самолета [3]–[6].

Постановка задачи исследований

Перспективным в таком направлении является применение в стойках шасси дополнительных энергетических камер, обеспечивающих ускоренный выход на потребные углы атаки крыла при взлете самолета [7] и гасящих часть кинетической энергии при посадке самолета, обеспечивающего укороченный пробег.

Введение ДЭК в амортизационные системы вносит принципиальные изменения в их функционирование, а также приводит к модификационным доработкам как основных, так и передней стоек шасси. Естественно возникает вопрос, на какие же участки посадочной дистанции включение в работу ДЭК окажет положительное влияние, и в какой мере это свойство ДЭК можно использовать при посадках самолетов.

Анализ участков посадочной дистанции самолета

Проанализируем влияние новых средств модификации шасси на возможное изменение посадочной дистанции самолета.

Техника пилотирования самолетов [1] (табл.1) предусматривает несколько участков посадочной дистанции (рис.1).

По схеме №1 осуществляют посадки: магистральные пассажирские и транспортные самолеты, бомбардировщики и т.п.

Схема №2 наиболее характерна для легких самолетов, самолетов КВП и палубной авиации.

При обеих схемах полная посадочная дистанция получается как сумма длин отдельных участков.

$$L_{\Pi \Pi} = L_{\Pi \Pi} + L_{BP} + L_{B\Pi} + L_{\Pi 3} + L_{HT,\Pi} + L_{T,\Pi}, \quad (1)$$

где L_{ПЛ} - горизонтальная длина участка планирования;

L_{BP} - горизонтальная длина участка выравнивания;

L_{ВЛ} - длина участка выдерживания;

L_{п3} - длина участка приземления;

L_{НТ П} - длина нетормозного пробега;

L_{T П} - длина тормозного пробега.

Таблица 1

Требования по конфигурации самолета в посадочном режиме (по FAR-25)

	Конфигурация самолета				
Участок полета	Положение	Положение	Тяга	Cuonoatt	Высота,
	закрылков	шасси	(мощность)	Скорость	М
Заход на	Посалочное	☆	Взлетная	V > 1 5V	15 - 0
посадку	посадочное	11	Бэлетная	$\mathbf{v} = 1, 5, \mathbf{v}_{c}$	15 - 0
Посалка	Посалонное	11	Все двигатели во	V > 1.3V	0
посадка	посадочнос	~	взлетном режиме	v ⊆ 1,5 v _c	0





Схема 2



Рис.1. Основные участки посадочной дистанции самолета:

L_{ПЛ} - горизонтальная длина участка планирования (захода на посадку); L_{BP} - длина участка выравнивания; L_{BД} - длина участка выдерживания; L_{ПЗ} - длина участка приземления; L_{HT.П} - длина участка неконтролируемых тангажных колебаний пути; L_{T.П} - тормозной путь по ВПП

В параметрическом виде оценка посадочной дистанции может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{split} &L_{\Pi \Pi} = L_{\Pi \Pi} \{ \theta_{3\Pi}; V_{y}; V_{X}; C_{ymax} \} + L_{BP} \{ \theta_{3\Pi}(t_{2}); \Delta n_{y}; V_{y}; V_{X}; C_{ymax} \} + \\ &+ L_{B\Pi} \Big\{ C_{ymax}; V_{X}; \theta_{\Pi oc}; (\alpha t_{4}); (\alpha_{{}_{b\Pi\Pi}} - \theta_{\Pi OC}(\alpha)); \frac{d\alpha}{dt} \Big\} + L_{\Pi 3} \{ V_{y}(\overline{\beta}); n_{y}(\overline{\beta}); h_{\Pi 3}; \rho_{0}; K_{\Pi 3}; \theta_{\Pi oc}(t_{5}) \} + \\ &+ L_{HT,\Pi} \Big\{ V_{y}(\overline{\beta}); K_{\Pi po\delta}(\overline{\beta}, \delta_{UHT,K}, \delta_{UHT,3}); \rho_{0} \delta_{B}^{0}(t_{HT,\Pi}); (\alpha_{min} - \theta_{\Pi oc}); \frac{d\alpha}{dt}; -P_{\Pi}; \frac{e_{0}}{b_{0}}; A_{aM}; A_{\Pi H}; \Delta A_{J 3 \kappa} \Big\} + \\ &+ L_{T,\Pi} \{ V_{X}(t_{6}); \rho_{0}; V_{X}; (\Pi a p a met p b Top moshoй системы и состояния ВПП) \}, \end{split}$$

- 163 -

где θ_{noc} , $\theta_{3.n}$ - посадочный угол и угол захода на посадку (рис.4);

V_X, V_y - горизонтальная и вертикальная составляющие посадочной скорости;

С_{утах} - коэффициент подъемной силы крыла на соответствующих участках посадочной листанции:

α - угол атаки крыла на соответствующих участках;

Рд - реверс тяги двигателей;

n_v - перегрузка по оси у;

к - аэродинамическое качество самолета;

 $\delta_{\scriptscriptstyle B}$ - угол отклонения руля высоты;

t - время;

 ρ - плотность воздуха на уровне аэродрома приземления;

 β - коэффициент неуравновешенности посадочной массы самолета;

 $\delta_{_{\rm ИНТ.K}}, \delta_{_{\rm ИНТ.3}}$ - углы отклонения интерцепторов крыльевого (К) и в закрыльевых (3);

A_{ам}, A_{пн}, A_{дэк} - работы, совершаемые амортизатором, пневматиком и дополнительной энергетической камерой (ДЭК);

h_{пз}- высота парашютирования самолета при приземлении;

e₀, b₀ - геометрические параметры компоновки шасси на самолете.

Проанализируем каждый из участков посадочной дистанции.

Участок захода на посадку $L_{_{\Pi\Pi}}$ может быть выражен через угол подхода $\theta_{_{3,\Pi}}$ и высоту препят-

ствия; обычно высота принимается равной ~ 15 м.

Выражение для L_{ПЛ} имеет вид [2]:

$$L_{n\pi} = \frac{50}{tg\theta_{3\pi}}.$$
 (3)

Так как угол $\theta_{3,\Pi}$ зависит от горизонтальной скорости (V_X) и скорости снижения (V_y), то $L_{\Pi\Pi}$ можно представить в виде:

$$L_{nn} = \frac{50V_X}{V_V}$$
(4)

Анализ этого уравнения в параметрической форме показывает, что при скорости снижения

 V_y больше 3 м/с при V_X 10 м/с значения $L_{\Pi\Pi}$ изменяются незначительно, а при $V_X \ge 40$ м/с это изменение становится заметнее. Поэтому можно считать, что выгоднее уменьшать скорость захода на посадку, чем пытаться получить высокие скорости снижения V_y .

При этом следует отметить следующую особенность. По нормам НЛГС (действующим в Украине) рекомендуется $\theta_{3,\Pi} = 2^{\circ}30$, тогда как в США для самолетов с УВП этот параметр доходит до 15° (посадка с крутых глиссад) [1].

Участок посадочной дистанции — выравнивание — следует за участком планирования. Его основное предназначение — довести посадочные параметры самолета, т.е. угол атаки крыла α, вертикальную составляющую посадочной скоро-

сти V_y и угол тангажа самолета θ до приемлемых значений перед непосредственным касанием самолета ВПП.

Минимальная высота выравнивания с нормируемым запасом по скорости захода на посадку $V_{3,\Pi} = 1,3 V_C$ определяется исходной вертикальной скоростью и допустимой перегрузкой при выравнивании. Для стандартной глиссады с углом залегания до -3° при вертикальной скорости — 3,5...4 м/с минимальная высота выравнивания составляет 3 м, для крутых глиссад с $\theta = 4^{\circ}...5^{\circ}$ и вертикальной скоростью снижения – 5...7 м/с минимальная высота выравнивания 5-9 м при перегрузке $n_V = 1,2...1,3$.

Оптимальная высота выравнивания, определенная в испытаниях и составляет примерно 5 м при средних и задних центровках. При передних центровках увеличивается время срабатывания вследствие увеличения момента инерции самолета и некоторого снижения эффективности продольного управления. Оптимальная высота выравнивания при передних центровках составляет 7-8 м. Для выполнения выравнивания требуется кратковременное отклонение штурвала на себя с обязательным возвращением в исходное балансировочное положение перед касанием ВПП для предотвращения роста угла тангажа после касания и повторного отделения самолета. При этом получаются стабильные по месту приземления посадки с сохранением остаточного угла наклона траектории – 0,5 - 1° вплоть до момента контакта с ВПП. Касание происходит мягко с вертикальными скоростями V_{Укас} = -(0,5...1,3) м/с и с перегрузкой n_y = 1,3...1,5 на удаление около 450 м от торца ВПП. Угол тангажа при такой

посадке $\theta_{\kappa ac} = 23^{\circ}$.

- 164 -

Выравнивание на большей или меньшей высоте может привести к появлению ошибок при выполнении посадки. При низком выравнивании с недостаточной перегрузкой возможно приземление с большой вертикальной скоростью. При большей перегрузке уменьшается запас допустимых углов атаки, особенно если скорость захода ниже рекомендованной. Высокое выравнивание приводит к тому, что самолет выходит на высокую пологую глиссаду или даже в горизонтальный полет, процесс посадки затягивается и значительно возрастает длина воздушного участка посадочной дистанции. При попытке сократить воздушную дистанцию и прижать самолет к земле отдачей штурвала от себя возможно касание ВПП передней опорой, что приводит к грубой посадке с поломкой самолета.

При крутых глиссадах с $\theta_{\Gamma \Pi} = -(4...5^{\circ})$ выравнивание целесообразно проводить в два этапа: предварительно на высоте 15-25 м уменьшают вертикальную скорость до 3-3,5 м/с, затем выполняют выравнивание по методике, принятой для полета по стандартной глиссаде.

Длина участка выравнивания $L_{\rm BP}$ определяется на основании предположения, что при подходе к земле самолет движется по дуге окружности [2].

Представляя этот участок посадки в виде дуги окружности, можно определить его горизонтальную проекцию L_{вр} в зависимости от скорости

подхода $\left(V = \sqrt{V_X^2 + V_y^2} \right)$, угла подхода $\left(\theta_{3\Pi} \right)$ и

приращения нормальной перегрузки (Δn_y):

$$L_{\rm BP} = \frac{V^2 t g \theta_{\rm 3II} / 2}{\Delta n_{\rm V} q}, \qquad (5)$$

где $V = \sqrt{V_X^2 + V_y^2}$;

 $\Delta n_{\rm y}$ - приращение перегрузки при выравнивании.

Анализируя (5) следует отметить, что увеличение скорости снижения имеет существенное влияние на величину L_{BP} ; особенно оно заметно при больших скоростях захода на посадку.

Анализ также показывает, что на умеренных скоростях снижения участок выравнивания мало влияет на общую дистанцию; при более высоких скоростях это становится существенным.

Если после выравнивания достигается угол атаки крыла $\alpha \approx \alpha_{\min}$, можно осуществлять опускание колес на ВПП с участка выравнивания.

Если же $\alpha << \alpha_{\min}$, $\theta_{\Pi OC} << \theta_{\Pi OC}^{\min}$ - посадка опасна, самолет склонен "козлить", галопировать [6]. При таких посадках необходим участок выдерживания.

Основное предназначение этапа выдерживания заключается в доведении α до α_{min} (табл. 2).

При летных испытаниях самолета одной из первоочередных задач летчика-испытателя является почувствовать этот угол и соответственно склонность самолета к галопированию при $\theta_{\Pi OC} \approx 0$, чтобы дать рекомендации будущей его эксплуатации, да и подтвердить конструкторские решения. Для большинства пассажирских самолетов по статистике α_{min} поразительно близок к 8^{o} , в т.ч. и Ан-70, что составляет $\approx 0,8\alpha_{KP}$ для крыла самолета.

Таблица 2 Минимально допустимые значения углов атаки крыла при посадках самолетов

Тип самолета	Выпуск	Ограничение по	
	закрылков, град.	α_{min} , град.	
Ан-24	38	01	
Ан-26	38	01	
Ан-32	38	3,56	
Ан-140	40	4,06,0	
АН-74-ТК-200	40	4,56,5	
Ту-154Б	36	7,58	

Продолжительность участка выдерживания зависит от $\Delta \alpha (\alpha_{\min} - \alpha)$ и $\frac{d\alpha}{dt}$. Посадка с наличием участка выдерживания безусловно обеспечивает хорошие начальные условия касания по V_X ; V_y и $\theta_{\Pi OC}$, но существенно увеличивает воздушный участок посадочной дистанции,

$$L_{BJI} = V_X \cdot \Delta t \tag{6}$$

так как определяется скоростью и временем, отводимым на этот участок.

После этого выдерживания происходит приземление самолета на ВПП с высоты H_{Π} , и со скоростью V_y .

Этот этап весьма непродолжительный по времени и по длине посадочной дистанции, но то, с какими параметрами он осуществляется (V_y, V_q, Y_{KP}, P и т.д.), оказывает существенное влияние на все характеристики последующих участков посадочной дистанции (участки нетормозного и тормозного) пробега.

Опыт эксплуатации самолетов показывает, что на участке нетормозного пути возникают раз-

личного рода неконтролируемые продольные колебания, это: раскачка, повторное отделение от взлетно-посадочной полосы, "козление" и прогрессирующее "козление".

Этап неконтролируемых тангажных колебаний присущ практически всем посадкам самолетов, независимо от применяемых схем шасси, и находится во времени между первым посадочным ударом и включением тормозных устройств.

Нередко, в особенности при "грубых" посадках, результатом проявления таких колебаний является рост нагрузок на планер и шасси. При этом перегрузки достигают величин, сопоставимых с нормированными при вертикальных посадочных скоростях, существенно ниже нормированных для данного типа самолета.

Многочисленные исследователи отмечают, что возникновению таких колебаний способствуют факторы внешней среды, определяющие сложность посадки, факторы техники пилотирования, а также свойства системы планер + амортизационная система опор.

Шасси современных самолетов как колебательная механическая система располагают значительной долей нерассеиваемой энергии таких элементов, как упругие пневматики колес, упругие подвески колес и упругость стойки. Принятые нормы проектирования и доводки характеристик шасси на случай поглощения нормированных работ на копрах обеспечивают коэффициент гистерезиса системы в области часто встречаемых параметров посадок всего лишь в пределах 0,5...0,61, не более. Непоглощенная энергия служит одной из основных причин возникновения неконтролируемых колебаний самолета при посадках.

В механизме возникновения неконтролируемых продольных колебаний типа "козления" ведущую роль играют: вначале — посадочная конфигурация самолета, а затем — нагрузки от основных опор шасси. Из-за кратковременности этого промежутка парирование колебаний за счет аэродинамических сил практически невозможно.

Теоретические и экспериментальные исследования [1], [2] показали, что введение в амортизационные системы ДЭК позволяет существенно увеличить их гистерезис вплоть до получения безотрывного характера движения подрессорных масс.

В таких условиях длина участка нетормозного пробега определяется не только совокупностью свойств планера и шасси $(\sum P_i)$, но и участием ДЭК в восприятии и гашении энергии посадочного удара

$$L_{_{\rm H.T.II}} = f\left(\sum P_i; \mathcal{Д} \mathcal{G} K\right) \tag{7}$$

кроме того, с помощью новых конструктивов в основных и передней опорах шасси так называемых дополнительных энергетических камер (ДЭК) можно существенно расширить границы устойчивого продольного движения самолета на этом участке посадочной дистанции по таким параметрам как вертикальная скорость приземления $V_{\rm y}$, посадочный угол атаки крыла $\alpha_{\rm ПОС}$ и отклонение руля высоты - $\delta_{\rm B}$. А это

означает, что упрощаются условия пилотирования не только на этом, но и на всех предыдущих участках посадочной дистанции.

Существенной составляющей в посадочной дистанции является ее завершающий участок — участок тормозного пути, когда самолет находится на всех опорах, вертикальные отделения колес от ВПП отсутствуют, а гашение посадочной энергии осуществляется, в основном, тормозами колес. На этом участке самолет обладает только горизонтальной скоростью, которая изменяется от V_X до 0.

Если учесть, что горизонтальная составляющая скорости в момент приземления определяется следующими параметрами

$$V_{\rm X} = \sqrt{\frac{2(1-\overline{\beta})}{\rho C_{\rm Y}}},\tag{8}$$

где $\overline{\beta}$ - коэффициент неуравновешенности посадочной массы самолета подъемной силой его крыла;

 ρ - плотность воздуха на уровне аэродрома;

 C_y - коэффициент подъемной силы в момент приземления и иметь в виду, что ДЭК допускают увеличение $\bar{\beta}$ до 0,25...0,30, то становится очевидным, что включение тормозов в этом случае происходит при существенно меньшем значении V_x .

Заключение

В работе реализован принципиальный анализ влияния дополнительных энергетических камер ДЭК, устанавливаемых в основных и передней стойках шасси на все участки посадочной дистанции самолета.

Функционально ДЭК предназначены для участка непосредственного приземления самолета, обеспечивая снижение перегрузки в момент посадочного удара и безотрывности движения самолета в первой фазе его приземления.

Анализ показал, что такие свойства ДЭК положительно влияют и на все другие участки посадочной дистанции: при заходе на посадку позволяют существенно увеличить угол захода на посадку, при приземлении допускает увеличение высоты "парашютирования" и вертикальной составляющей посадочной скорости, на участке выравнивания расширить допустимые углы атаки крыла, а участок тормозного пробега начинать при меньшем значении скорости движения, т.е. наиболее эффективно использовать тормоза.

Все это обеспечивает "мягкую" посадку и сокращение посадочной дистанции на 17...19 % как за счет воздушного участка, так и благодаря уменьшению длин ее нетормозного и тормозного участков.

Перечень ссылок

1. Торенбик Э. Проектирование дозвуковых самолетов / Торенбик Э; Пер. с англ. Е.П. Голубкова. – М.: Машиностроение, 1983.– 648 с.

2. Расчет взлетно-посадочных характеристик самолета // Руководство для конструкторов. - М, 1963 – т.1; Кн. – 2.

3. Белоус А.А. Методы расчета масляно-пневматической амортизации шасси самолетов // Тр. ЦАГИ, 1947. Вып. 622. — С. 15-28.

4. Прелыштейн В.Н., Тимофеева И.В. К выводу уравнений движения самолета при разбеге и пробеге с учетом упругости его конструкции и амортизационных характеристик шасси // Тр. Гос. НИИГА, 1972. №17. –С. 34-42.

5. Дмитриева М.В. Расчет амортизации шасси телескопического типа // Тр. ЦАГИ, 1967. Вып. 1-64. –С. 31-42.

6. Толмачев Н.Г., Трофимов В.А. Моделирование процессов возникновения и развития тангажных колебаний самолета при посадке // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. Харьков, 2000. Вып. 7. – С. 74-80.

7. Капитанова Л.В. Основные условия сохранения базовых взлетно-посадочных характеристик при разработке модификаций самолетов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. — Х., 2007. Вып. 2 (49). — С. 11-19.

Поступила в редакцию 23.05.2011

Л.В.Капітанова. Аналіз ділянок посадкової дистанції з урахуванням модифікаційних змін у стійках шасі літака

Досліджено принциповий вплив нових конструктивів, тобто додаткових енергетичних камер (ДЕК), використовуваних, як правило, на участь негальмового шляху на всі ділянки посадкової дистанції літака. Показано, що застосування ДЕК в основних і передніх стійках шасі забезпечує не тільки зниження перевантажень у момент посадкового удару і довжину ділянки негальмового шляху, але й істотно розширює можливості параметрів пілотування на всіх ділянках посадкової дистанції по величинах: куту заходу на посадкової швидкості, куту відхилення рулячи висоти й посадковому куту атаки крила.

Ключові слова: модифікація літака, злітно-посадочні характеристики, злітно-посадочна смуга, довжина розбігу, довжина пробігу.

L.V.Kapitanova. Landing distance sections analysis with the account of modification changes in airplane landing gear struts

Basic influence of new structures, i.e. additional power chambers (APC) used, as a rule, at non-breaking way, on all sections of airplane landing distance is investigated. It is shown, that APC application to main and forward landing gear struts, provides not only load factors decrease at landing strike moment and reduces non-breaking way length, but also essentially expands piloting parameters opportunities at all sections of landing distance by values of: landing approach angle, vertical projection of landing speed, elevator deflection angle and landing wing angle of attack.

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

УДК 621.452.3.03:621.822.6

С.В. Никитин

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

КРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИБРИДНОМ ПОДШИПНИКЕ ПРИ СТРУЙНОЙ СМАЗКЕ

В работе предложена аналитическая зависимость с применением критериев подобия для определения потерь мощности при вращении шарикоподиипника. Новизна данного представления в том, что оно учитывает расход масла, это позволяет более точно оценить составляющую потерь, приходящуюся на перемешивание масла. Также, проведя сравнительный анализ экспериментальных данных для подшипников с шариками из нитрида кремния и из подшипниковой стали, показано, что методики, полученные для цельнометаллических подшипников, могут быть практически без изменений применены и к гибридным подшипникам в исследуемом диапазоне параметров.

Ключевые слова: опорный узел, подшипник качения, гидравлические потери, керамические шарики, критерий подобия, трение, мощность трения, гибридный подшипник.

Определение теплового режима работы подшипника имеет критическое значение для оценки его работоспособности в том или ином узле. Достижение температуры деталей подшипника значений, достаточных для начала процесса отпуска материала, может вообще привести к разрушению подшипника и серьезным последствиям для всего опорного узла и механизма в целом. Большое значение определение потерь мощности имеет и для принятия решения о целесообразности применения того или иного подшипника в данном конкретном узле. Также, учитывая, что потери мощности в основном расходуются на нагрев подшипника, и затем часть этого теплового потока отводится смазывающе-охлаждающей средой, температурный режим подшипника влияет и на выбор охлаждающей среды. Применение керамических материалов для подшипников качения декларируется как новое средство повышения работоспособности подшипника. Однако помимо работ, описывающих проведенные эксперименты, рекламных заявлений и чисто качественного анализа, в открытой литературе нами не было найдено каких-либо практически полезных рекомендаций по расчету потерь мощности в подшипниках с керамическими деталями [1].

В проведенной нами серии сравнительных испытаний цельнометаллических подшипников и подшипников со стальными кольцами и шариками из нитрида кремния (гибридные подшипники) одного типоразмера были получены данные, которые позволяют нам сказать, что суммарные потери в цельнометаллических и гибридных подшипниках сопоставимы [2]. Это позволяет нам выдвинуть предположение о том, что и процессы, приводящие к потерям мощности в подшипниках, будут аналогичными. Такое предположение позволяет нам применить для гибридных подшипников методики, используемые для цельнометаллических подшипников.

Применить классическую формулу [3]

$$Q_{\rm Tp} = f_{\rm Tp} F \omega \frac{d_{\rm B}}{2} ,$$

где f_{пp} - приведенный коэффициент трения,

F – результирующая нагрузка на подшипник,

ω - угловая скорость вращения нет возможности, так как в литературе нет сведений о приведенном коэффициенте трения для гибридных подшипников, и получить его экспериментальным путем достаточно сложно, так как он зависит от большого числа факторов, учесть которые в полном объеме представляет весьма ресурсоемкую задачу.

Одна из наиболее удачных, на наш взгляд, попыток оценить аналитически потери мощности в подшипниках качения была сделана в работе [4] и в дальнейшем развита в работе [5]. В ней предлагается разделить потери на гидравлическую составляющую и потери, связанные с трением. К тому же, предложена достаточно универсальная критериальная форма выражения для определения потерь. Однако нам не удалось в эксперименте получить данные, которые бы точно описывались приведенным уравнением. Одна из возможных причин — выражения, полученные В.М. Демидовичем, не учитывают способ подачи смазочного материала, что может приводить к нарушению выдвинутого им предположения о полном заполнении пространства между деталями смазочным материалом и привести к полученным расхождениям. Однако мы решили сохранить структуру предложенной зависимости и уточнить показатели степени и коэффициенты на основании своих результатов, а также получить уравнение применительно к гибридным подшипникам.

Составляющие потерь (гидравлические потери и потери на трение) были получены из эксперимента. Для нахождения потерь на трение была проведена серия экспериментов с воздушномасляной смазкой, что позволило практически исключить потери на перемешивание масла в подшипнике. Затем из общих потерь, полученных в эксперименте при струйной смазке, вычитались потери на трение и тем самым оценивались потери на перемешивание смазки.

В результате были получены следующие уравнения, описывающие потери в подшипниках:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 = Cm\rho l^2 u^3, \qquad (1)$$

где Q₁ - потери мощности на трение в подшипнике,

Q₂ - потери мощности на перемешивание масла, гидравлические потери,

С-суммарный коэффициент сопротивления,

т – число тел качения в подшипнике,

ρ – плотность масла,

 $l = d_{III}$ — характерный размер тела качения (диаметр шарика),

 и — окружная скорость сепаратора подшипника,

$$u = \frac{\pi \left(d_{u, \tau} - d_{u t} \cos \gamma \right)}{120} n$$

d_{п.т.} – диаметр центра тяжести шариков, м,

$$d_{II,T.} = \frac{D - d_B}{2}$$

d_в – внутренний диаметр подшипника,

D - наружный диаметр подшипника,

 γ — угол контакта, град,

n — частота вращения внутреннего кольца подшипника(частота вращения ротора),

Коэффициент сопротивления определялся в виде:

$$C = \varphi_1(Re, Eu, Pr) + \varphi_2(Re, Pr),$$

где ϕ_1 - описывает коэффициент сопротивления трению,

$$\varphi_1 = K_1 \operatorname{Re}^{x_1} \operatorname{Eu}^{z_1} \operatorname{Pr}^{y_1}$$
(2)

φ₂ - коэффициент сопротивления перемешиванию масла,

$$\varphi_2 = K_2 \operatorname{Re}^{x_2} \operatorname{Pr}^{y_2} \tag{3}.$$

Критерии подобия находились по следующим зависимостям:

- число Рейнольдса:

$$\operatorname{Re} = \frac{\mathbf{u} \cdot \mathbf{d}_{\mathrm{III}}}{v},$$

где υ – коэффициент кинематической вязкости масла,

- критерий Прандтля:

$$\Pr = \frac{\upsilon}{a}$$
,

где а – коэффициент температуропроводности; - критерий Эйлера:

$$\mathrm{Eu} = \frac{\mathrm{P_{cp}}}{\rho \cdot \mathrm{u}^2 \cdot \mathrm{l}^2} \,,$$

где Р_{ср} - средняя нагрузка на шарик, Н,

$$P_{cp} = \frac{P_{\pi p}}{m}$$

Р_{пр} – приведенная нагрузка на подшипник,

$$P_{\pi p} = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a 7,$$

где V=1, коэффициенты X=0,41 и Y=0,87 при осевой силе $F_a \neq 0$

 F_r - радиальная нагрузка на подшипник, которая определялась по методике описанной в [6].

Значения коэффициентов для формул (2) и (3) приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Значения коэффициентов для формулы (2)

Материал шариков	$ln(K_1)$	K ₁	x ₁	zl	y ₁	
минимальный расход масла (8,510 г/с)						
керамика	-23,232	$81,37 \cdot 10^{-12}$	1,153	1,218	1,397	
сталь	16,453	13,98.10+6	-1,052	0,534	-2,226	
	расход масла 1114 г/с					
керамика	-18,389	$10,32 \cdot 10^{-9}$	0,862	0,867	1,102	
сталь	6,879	971,7	-0,561	0,558	-1,200	
расход масла 1415,5 г/с						
керамика	-26,003	$5,09 \cdot 10^{-12}$	1,349	1,318	1,546	
сталь	8,281	3,948 \cdot 10^{+3}	-0,695	0,472	-1,205	
максимальный расход масла (1924 г/с)						
керамика	-20,582	1,15.10 ⁻⁹	1,019	1,223	1,108	
сталь	8,278	3,936.10+3	-0,675	0,515	-1,265	

Эти уравнения достаточно точно описывают экспериментальные данные (смотри рисунки 1 и 2). На основании полученных зависимостей, а именно составляющей, описывающей потери на трение, и методике, предложенной В.М. Демидовичем, получено выражение для определения приведенного коэффициента трения:

$$f_{np} = \frac{\phi_1}{K \cdot Eu},$$

где
$$K = \frac{d_{\rm B} \cdot \omega}{2u}$$

Таблица 2 Значения коэффициентов для формулы (2)

Материал шариков	$ln(K_2)$	K ₂	x ₂	y ₂		
минимальный расход масла (8,510 г/с)						
керамика	49,982	5,092 · 10 ⁺²¹	-2,912	-5,226		
сталь	35,072	$1,704 \cdot 10^{+15}$	-2,263	-3,329		
расход масла 1114 г/с						
керамика	30,308	14,541.10 ⁺¹²	-1,997	-2,798		
сталь	39,563	0,1521.10 ⁺¹⁸	-2,347	-3,983		
расход масла 1415,5 г/с						
керамика	29,023	4,023 · 10 ⁺¹²	-1,766	-2,824		
сталь	19,354	0,2543 · 10 ⁺⁹	-1,246	-1,894		
максимальный расход масла (1924 г/с)						
керамика	11,518	0,1005 · 10 ⁺⁶	-0,846	-0,989		
сталь	8,348	$4,221 \cdot 10^{+3}$	-0,752	-0,486		



- —— керамика, Qсум теория
- – керамика, Отр теория
- ····· керамика, Qгидр теория
- ---- сталь, Qсум теория
- ---- сталь, Qтр теория сталь, Qгидр теория
- Рис. 1. Потери в подшипнике при минимальном расходе масла и максимальной осевой нагрузке

Значения коэффициента, посчитанные по полученным выражениям, находятся в диапазоне:

для подшипников со стальными шариками
 0,0016...0,0083 (среднее по массиву данных 0,0038),

 для подшипников с керамическими шариками - 0,0012...0,0092 (среднее 0,0043).



Рис. 2. Потери в подшипнике при максимальном расходе масла и максимальной осевой нагрузке

Что укладывается в приводимые в литературе диапазоны [3,7,8]. Это свидетельствует о том, что проведенные нами эксперименты и расчеты корректны.

Полученные общие зависимости, несмотря на то, что они в пределах точности эксперимента хорошо ложатся на опытные данные, все же не совсем точно описывают их при различных расходах смазки. Это приводит к необходимости учитывать расход смазки непосредственно при расчетах потерь в подшипнике. Мы предлагаем это

сделать введением безразмерного члена
$$\left(\frac{q}{q_{np}}\right)^b$$
,

который будет учитывать текущий расход смазки q и предельное значение расхода q, при котором будет происходить полное заполнение полости подшипника смазкой. Как показано в работе [4] и получено по нашим данным, потери на перемешивание масла в подшипнике являются существенными и изменение объема перемешиваемого масла будет проходить с значительным изменениям потерь в мощности на вращение подшипника. Это, по нашему мнению, и является причиной влияния расхода смазки на потери в подшипнике и отмеченного в работе В.М. Демидовича влияния способа подачи смазки в подшипник. Для определения q_{пр} построены зависимости потерь в подшипнике от расхода смазки(см. рисунки 3 и 4). Как видно, при некотором, вполне определенном значении расхода потери мощности практически стабилизируются, что и свидетельствует о полном заполнении подшипника смазкой. Полученное предельное значение расхода для гибридного и цельнометаллического подшипника совпадают, что подтверждает тот факт, что для одного типоразмера подшипников предельное значение расхода будет величиной постоянной.



Рис. 3. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками



Рис. 4. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике с керамическими шариками

Разделение потерь в подшипнике на трение и гидравлическую составляющую непременно имеет большое научное значение, однако это увеличивает количество вычислений при инженерных расчетах. К тому же компактность и простота аналитической зависимости также имеет немаловажное значение [9]. Поэтому нами предлагается обобщенная форма выражения для вычисления потерь мощности на вращение подшипника:

$$Q = \phi m \rho d_{III}^2 u^3 ,$$

где $\phi = K \left(\frac{q}{q_{HOM}}\right)^b R e^x P r^y E u^z$

В данной зависимости и учитывается влияние расхода смазки, и сохраняется совокупность критериев, которая прошла испытание временем, и достигается большая простота формы.

В результате обработки массива данных были получены следующие выражения для коэффициентов потерь:

- для подшипников со стальными телами качения:

$$\varphi = 4,043 \cdot 10^6 \left(\frac{q}{q_{HOM}}\right)^{2,166} \text{Re}^{-0,952} \text{Pr}^{-1,727} \text{Eu}^{0,418}$$

- для подшипников с керамическими телами качения:

$$\varphi = 6,256 \cdot 10^{15} \left(\frac{q}{q_{HOM}}\right)^{2,627} \text{Re}^{-2,257} \text{Pr}^{-3,280} \text{Eu}^{-0,157}$$

Сравнение рассчитанных по полученным зависимостям и экспериментально измеренных потерь мощности представлено на рисунках 3,4,5,6.



Рис. 5. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками



Рис. 6. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике с керамическими шариками

Как было сказано выше, полученные в эксперименте потери мощности в гибридных и цельнометаллических подшипниках сопоставимы. Это наводит на мысль, что и описываться они должны одним аналитическим выражением. Однако полученные выше выражения стремятся это опровергнуть. Однако полученное расхождение связано со стремлением получить максимальную точность значений и большой вариативностью результатов выдаваемых методом наименьших квадратов (который использовался для нахождения коэффициентов регрессии уравнения плоскости в многомерном пространстве значений). Однако совместная обработка результатов экспериментов позволяет получить общее выражение с незначительным уменьшением точности нахождение коэффициентов регрессии (если судить по коэффициенту множественной корреляции R). В результате совместной обработки получено следующее аналитическое выражение для определения потерь мощности на вращение и цельнометаллических и гибридных подшипников: Графическое совмещение результатов расчета и эксперимента показывает, что в ряде случаев совместное уравнение описывает экспериментальные данные более точно, чем уравнения, полученные при индивидуальной обработке (смотри рисунки 7 и 8).

$$Q = 1,740 \cdot 10^{10} \left(\frac{q}{q_{HOM}}\right)^{2,260} Re^{-1,483} Pr^{-2,299} Eu^{0,155} \times 12^{-2}$$

×mpd²_{III}u³



Рис. 7. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками



Рис. 8. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000 Н в подшипнике с керамическими шариками

Из результатов проведенной работы можно сделать следующие выводы:

 в исследованном диапазоне параметров применение подшипников с керамическими телами качения при струйной смазке маслом не влияет на потери мощности на вращение подшипника, так как потери на перемешивание масла остаются преобладающими и нивелируют все трибологические преимущества керамики перед сталью; - для оценки потерь мощности в гибридных подшипниках можно использовать методики, разработанные для цельнометаллических подшипников;

 полученная аналитическая зависимость (ее номер) для определения потерь мощности обладает достаточной для инженерных расчетов точностью и позволяет учитывать влияние расхода смазки на потери мощности. Однако ее применение может быть затруднено в связи с необходимостью определения предельного расхода смазки для каждого типоразмера подшипников.

Перечень ссылок

1. Доценко В.Н. Вопросы исследования керамических и гибридных подшипников качения и их применение в авиационных двигателях / В.Н. Доценко, С.В. Никитин // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАЇ». – Х., 2008. – Вып. 8(55). – С. 138–144.

2. Доценко В.Н. Оценка потерь мощности в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками при различных условиях смазывания / В.Н. Доценко, Ю.В.Ковеза, С.В. Никитин // Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2010. – Вып. 10(77). – С. 166–169.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.2. - 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.-912 с.

4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД / В.М. Демидович. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.

5. Экспериментально-теоретическое исследование теплового режима радиально-упорных шарикоподшипников ГТД с различными покрытиями их сепараторов / Г.И.Зайденштейн, В.А. Черноглазов, Э.Д.Кочман // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Сб. науч.тр. - Казань, 1982. – С. 128-134.

6. Павленко В.Н. Экспериментальное определение сил, действующих на подшипники / В.Н. Павленко, С.В. Никитин, В.В. Усик // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2010. – Вып. 9(76). – С. 139–145.

7. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.- 4-е изд., перераб. и доп./ Д.Н. Решетов - М.: Машиностроение, 1989.-496с.

8. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник./ Л.Я. Перель - М.: Машиностроение, 1983.-543с.

9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента:пер. с англ./под ред. Н.П. Бусленко .-М.:Мир,1972 .-381 с.-(ил.)

Поступила в редакцию 01.06.2011

С.В. Нікітін. Критеріальне подання втрат потужності в гібридному підшипнику при струминному змащенні

У роботі запропонована аналітична залежність із застосуванням критеріїв подібності для визначення втрат потужності при обертанні шарикопідшипника. Новизна даного подання в тім, що воно враховує витрату масла, це дозволяє більш точно оцінити складову втрат, що доводиться на перемішування масла. Також, провівши порівняльний аналіз експериментальних даних для підшипників з кульками з нітриду кремнію й з підшипникової сталі, показано, що методики, отримані для суцільнометалевих підшипників, можуть бути практично без змін застосовані й до гібридних підшипників у досліджуваному діапазоні параметрів.

Ключові слова: опорний вузол, підшипник кочення, гідравлічні втрати, керамічні кульки, критерій подібності, тертя, потужність тертя, гібридний підшипник.

S.V.Nikitin. Criterion representation of power loss in the hybrid bearing with oil-jet lubrication

In work analytical dependence with application of similarity criterion for definition of bearing power loss is offered. Novelty of the given representation that it considers oil-flow rate, it allows to estimate more precisely the component of losses from oil churning. Also, having carried out the comparative analysis of experimental data for bearings with balls from nitride of silicon and from bearing steel, it is shown that the techniques received for all-metal bearings, can be applied practically without changes and to hybrid bearings in an investigated range of parameters.

Key words: shaft bearing, ball bearing, losses from oil churning, ceramic balls, similarity criterion, friction, power of a friction, hybrid bearing.

УДК 539.3

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

Институт проблем машиностроения А.Н.Подгорного НАН Украины, г.Харьков, Украина

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНО-ПАРОВОЙ СРЕДЫ НА КИНЕТИКУ ТРЕЩИН В СОСУДАХ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ

Разработанная ранее методика расчётной оценки живучести высокотемпературных элементов энергетического оборудования развита на случай учета влияния влажно-паровой среды. Диаграммы циклической трещиностойкости задаются по значениям в отдельных точках для учета их сложной формы. Приводятся результаты расчётной оценки кинетики поверхностной трещины в стенке цилиндрической части барботажного бака на воздухе и во влажно-паровой среде энергоблока мощностью 1000 MBm. Результаты свидетельствуют о значительном влиянии влажно-паровой среды на живучесть элементов конструкции.

Ключевые слова: трещина, коэффициент интенсивности напряжений, живучесть, влажнопаровая среда, сосуд энергооборудования.

Расчетная оценка живучести элементов энергетического оборудования в настоящее время актуальна, так как является составной частью процедуры продления их индивидуального ресурса (например, корпусов паровых турбин) [1]. Она позволяет корректировать сроки межремонтного контроля при оценке времени подрастания гипотетических трещин до критических размеров, которые по тем или иным причинам могли быть не выявлены при осмотрах.

Существующие методики расчетной оценки живучести элементов конструкций нуждаются в дальнейшем развитии. Так в [2 - 4] исследуется кинетика трещины при многорежимном характере нагружения, но не учитывается изменение полуосей эллиптической трещины при ее подрастании и релаксация напряжений при ползучести. Учет этих факторов может существенно сказаться на времени живучести конструкции [5].

Развитая ранее методика [5, 6], в отличие от других [2 – 4], позволяет учитывать такие эксплуатационные факторы, как асимметрия цикла нагружения, зависимость характеристик материала от температуры, изменение их во времени и другие факторы. Она развита на случай сложного напряженного состояния в окрестности вершины трещины, в этом случае коэффициент интенсивности напряжений (КИН) определяется с использованием метода конечных элементов [7]. Однако в этих методиках не учитывается влияние влажно-паровой среды.

Решение данного вопроса может быть осуществлено на основе развития методики [5, 6], которая основана на численном интегрировании уравнений роста трещины от начального размера до критического при многорежимном статическом и циклическом нагружениях. При этом используется принцип линейного суммирования скоростей роста трещины на всех режимах нагружения

$$V = \sum_{i=1}^{p} V_{Ci} t_i + \sum_{j=1}^{q} V_{Nj} N_j , \qquad (1)$$

где V – усредненная скорость распространения трещины на всех режимах работы, вычисленная в точке A и точке B на фронте эллиптической трещины (рис. 1);

 V_{Ci}^{-} скорость роста трещины на i-том статическом режиме;

t_i — относительное время работы на i-том статическом режиме;

 $V_{\rm Nj}$ – скорость роста трещины на j-том циклическом режиме;

N_j – количество циклов нагружения на j-том циклическом режиме.

Скорость роста трещины определяется уравнениями П.Пэриса при циклическом нагружении [8]

$$V_{Nj} = \frac{dl}{dN_j} = C_{Nj} \left(\frac{\Delta K_{ej}}{\sqrt{1 - R_j}} \right)^{n_{Nj}}, \qquad (2)$$

и аналогичными уравнениями при ползучести материала [2]

$$V_{Ci} = \frac{dl}{dt_i} = C_{Ci} (K_{ei})^{n_{Ci}}$$
, (3)

© И. И. Мележик, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Шульженко, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

- 175 -

где l – глубина трещины;

 ΔK_{ej} — размах эквивалентного КИН на j-том циклическом режиме;

R_j – коэффициент асимметрии цикла нагружения на j-том циклическом режиме;

К_{еі} – эквивалентный КИН на і-том статическом режиме;

C_{Ci}, n_{Ci}, C_{Nj}, n_{Nj} – экспериментальные характеристики материала на статических и циклических режимах нагружения.



Рис. 1. Сечение элемента в плоскости трещины

В элементах энергетического оборудования влажно-паровая среда может существенно влиять на скорость распространения усталостных трещин. Для ее учета в [5, 6] используются диаграммы коррозионной трещиностойкости материала, которые можно описать зависимостями:

$$dl/dN = f(\Delta K_e, R, \omega, T), \qquad (4)$$

$$dl/dt = f_c(K_e, \omega, T),$$
(5)

где w – частота нагружения;

Т – температура.

Эти диаграммы являются основными при проведении расчетов на долговечность элементов конструкций энергетического оборудования. Они определяются экспериментально для конкретных значений температуры, асимметрии цикла и частоты нагружения. Зачастую диаграммы коррозионной трещиностойкости имеют сложный вид. Описать произвольный закон (4, 5) предложенными в литературе аналитичными зависимостями сложно. Поэтому в данной методике для каждого режима нагружения предлагается задавать диаграмму в отдельных точках. Промежуточные значения определяются с помощью линейной или квадратичной интерполяции, затем вычисляется скорость развития трещины.

Исследуется кинетика трещины в стенке цилиндрической части барботажного бака. Барботажный бак предназначенного для сброса избыточной пара из компенсатора объема с целью снижения давления в первом контуре реакторной установки [8]. Трещины рассматриваются на внутренней части поверхности, при этом учитывается влажно-паровая среда, и на внешней поверхности. Начальные размеры поверхностной полуэллиптической трещины составили l = 2 мм, с = 10 мм, наружный диаметр – 2,5 м, толщина корпуса – 20мм, материал – сталь 08Х18Н10Т. Базовые диаграммы циклической трещиностой-кости стали 08Х18Н10Т приводятся на рис. 2 [9].



Рис. 2. Базовые диаграммы для стали 08X18H10T: 1 – в агрессивной среде, 2 – в воздухе

Рассматривались следующие режимы работы бака [8]:

1) гидроиспытание (давление $P=1M\Pi a$, температура T=20 °C, число циклов нагружения N = 3 циклов за время эксплуатации);

2) гидроиспытание (P=0,8МПа, T=20 °C, N = 27);

3) срабатывание основного клапана ($P = 0,3 \text{ M}\Pi a, T = 100 \text{ °C}$, перепад температур $\Delta T = 80 \text{ °C}, N = 260$);

4) срабатывание предохранительного клапана (P = 0,3 МПа, T = 70 °C, ΔT = 50 °C, N = 390);

5) разрыв предохранительной мембраны (P = 0,68 МПа, T = 179 °C, ΔT = 159 °C, N = 18).

Время службы рассматриваемого барботажного бака составляет 30 лет.

В таблице 1 приведены значения напряжений σ_Z по толщине стенки на разных эксплуатационных режимах.

Таблица 1

Максимальные (над чертой) и минимальные (под чертой) значения напряжений σ₇, МПа

Doverne	Координата толщины стенки, м				
гсжим	0	0,005	0,01	0,015	0,02
1	<u>49,6</u> 0	$\frac{49,4}{0}$	<u>49,2</u> 0	<u>49,0</u> 0	$\frac{48,8}{0}$
2	<u>62,0</u> 0	$\frac{61,7}{0}$	<u>61,5</u> 0	$\frac{61,3}{0}$	<u>61,0</u> 0
3	<u>18,6</u> -162,7	<u>18,5</u> -71,5	<u>18,9</u> 0	$\frac{108,7}{0}$	<u>197,7</u> 0
4	<u>18,6</u> -94,7	<u>18,5</u> -37,7	<u>18,8</u> 0	<u>74,8</u> 0	<u>130,4</u> 0
5	<u>42,2</u> -318,2	$\frac{42,0}{-137,0}$	$\frac{42,8}{0}$	$\frac{221,1}{0}$	<u>397,9</u> 0

На рис. 3 и 4 приводятся результаты оценки живучести трещины, расположенной на внутренней поверхности стенки бака, во влажно-паровой среде и в воздухе. Результаты представлены в виде зависимости глубины трещины l, ширины с, КИН от отношения полученного числа циклов N от эксплуатационного числа циклов нагружения N₂.

Как следует из расчетов, трещина в начальный момент времени развивается при разрыве предохранительной мембраны (режим 5) в точках А, В и срабатывании основного клапана (режим 3) в точке В. Влияние всех эксплуатационных режимов на процесс развития трещины заметно при ее значительных размерах.



Рис. 3 Зависимость глубины 1 (сплошная линия) и ширины с трещины (пунктирная линия) от N/ N₃: 1 – во влажно-паровой среде, 2 – в воздухе



Рис. 4 Зависимость КИН в точке A (сплошная линия) и в точке B (пунктирная линия) от N/ N₉: 1 – во влажно-паровой среде, 2 – в воздухе

Разрушение стенки бака при действии влажно-паровой среды произойдет через $33,2\cdot10^3$ тыс. часов в результате прорастания трещины насквозь и достижения КИН критического значения ΔK_{If} =100МПа \sqrt{M} на режиме работы 5. В случае развития трещины в воздухе время живучести составило $129 \cdot 10^3$ тыс.часов, конструкция разрушились вследствие прорастания трещины насквозь. Размеры трещины перед разрушением составили l=20 мм, с = 50 мм.

Исследовалось развитие трещины, расположенной на наружной поверхности стенки бака. В этом случае отсутствует влияние влажно-паровой среды. На рис. 5 показаны результаты оценки живучести наружной трещины. Разрушение стенки при наличии трещины на наружной поверхности произойдет через 83,4·10³тыс.часов в результате долома на режиме разрыва предохранительной мембраны, при этом размеры трещины перед разрушением составили 1=19 мм, с = 50 мм.



Рис. 5 Зависимость КИН и размеров наружной трещины от N/ N_2

Данный пример показывает, что влияние влажно-паровой среды почти в четыре раза уменьшает время живучести конструкции. Как следует из результатов расчета наружная трещина будет развиваться в 1,5 раза быстрее чем аналогичная внутренняя при развитии ее в воздухе вследствие больших растягивающих напряжений на наружной поверхности, вызванных температурным перепадом.

Отметим, что за время эксплуатации на рассмотренных режимах работы на рост трещины существенно влияет деградация свойств материала во времени, а не только циклические нагрузки. Поэтому для учета изменения свойств материала во времени необходимы дополнительные экспериментальные данные по трещиностойкости материала с учетом его деградации.

Перечень ссылок

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

2. О ресурсе высокотемпературных роторов паровых турбин / В.С. Балина, Е.Д. Консон // Теплоенергетика. – 1988. - №7. - С. 21 – 24.

3. Оценка полного и межремонтного ресурсов модернизированных корпусов ЦВД турбин К-200-130-3 ЛМЗ по критериям малоцикловой усталости и трещиностойкости / В.И. Берлянд, А.А. Глядя, В.С. Балина, Е.Д. Консон, М.Г. Кабелевский, Л.И.Столярова // Теплоэнергетика. – 1991. – №8. – С. 54 – 60.

4. Степаненко С.М. К вопросу о прочности дисков ГТД с учетом стадии развития усталостных трещин / С.М.Степаненко // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: тр. междунар. науч.-техн. конф. / Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного НАН Украины. – Х., 1997. – С. 537 – 539.

5. Шульженко Н.Г. Оценка живучести высокотемпературных элементов турбомашин с трещинами / Н.Г. Шульженко, П.П.Гонтаровский, И.И.Мележик // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тематический выпуск: Динамика и прочность машин / НТУ «ХПИ». – Х., 2004. – Вып.19. - С. 153 – 160.

6. Шульженко Н.Г. Задачи термопрочности, вибродиагностики и ресурса энергетических аг-

регатов: монография / Н.Г.Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф.Зайцев – Х.: ХНАДУ, 2011 – 444 с.

7. Шульженко Н.Г. Расчет трещино-стойкости элементов конструкций методом конечных элементов / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, И.И. Мележик // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тематический выпуск: Динамика и прочность машин / НТУ «ХПИ». – Х., 2005.-№21. - С. 127 – 132.

8. Механіка руйнування та міцність матеріалів: довідниковий посібник. / Під заг. ред. В.В. Панасюка. Том 7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / І.М. Дмитрах, А.Б. Вайнман, М.Г. Стащук, Л.Тот. Під ред. І.М.Дмитраха. — Київ: ВД «Академперіодика», 2005. — 378с.

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

Поступила в редакцию 20.06.2011

I.I. Мележик, П.П.Гонтаровський, М.Г.Шульженко. Оцінка впливу волого-парового середовища на кінетику тріщин в посудинах енергообладнання

Розроблена раніше методика розрахункової оцінки живучості високотемпературних елементів енергетичного обладнання розвинута на випадок врахування впливу волого-парового середовища. Діаграми циклічної тріщиностійкості задаються за значеннями в окремих точках для врахування їхньої складної форми. Наводяться результати розрахункової оцінки кінетики поверхневої тріщини в стінці циліндричної частини барботажного баку в повітрі й у волого-паровому середовищі енергоблоку потужність 100 MBm. Результати свідчать про значний вплив волого-парового середовища на живучість елемента конструкції.

Ключові слова: тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень, живучість, волого-парове середовище, посудина енергообладнання.

I.I.MelezhyK, P.P.Gontarovsky, M.G.Shulzhenko. Estimation of influence of wet-steam environment on cracks cinetics in energy equipment vessels

Earlier developed calculation estimation technique of survivability of power equipment hightemperature elements advanced on a case of the account of influence of wet-steam environment. Cyclic crack resistance diagrams are set on value in separate points that allow taking into account their complex shape. Results of surface crack kinetics estimation calculation in the wall of bubble vessel cylindrical part a forecastle in air and in wet-steam environment of energetic block with power 100 MW of are given. The results are evidence of considerable influence of wet-steam environment on structural element survivability.

Key words: crack, stress intensity factor, survivability, wet-steam environment, energy equipment vessel.

УДК 621.453.034.3:621.646.7

А.М. Грушенко, А.Л. Кирьянчук

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

О ВЗАИМНОМ ВЛИЯНИИ ПОТОКОВ СМЕШИВАЕМЫХ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИХРЕВЫХ ТРАКТАХ ЖИДКОСТЕЙ НА НЕСТАБИЛИЗИРОВАННОМ НАЧАЛЬНОМ УЧАСТКЕ ТЕЧЕНИЯ

Представлены результаты экспериментальных исследований взаимного влияния потоков двух смешиваемых жидкостей при их подаче в смесительные устройства гидродинамического типа на основе трактов с взаимно перекрещивающимися каналами. Приведены экспериментальные зависимости для цилиндрических вихревых трактов (ЦВТ) с различными геометрическими параметрами проточной части, которые связывают относительные массовые расходы смешиваемых жидкостей, поступающих на входы групп каналов корпуса и втулки тракта, с отношением их давлений подачи. Обобщение полученных результатов позволяет определить диапазон углов скрещивания каналов корпуса и втулки трактов, которые наиболее целесообразно использовать при создании двухкомпонентных смесительных устройств на основе ЦВТ.

Ключевые слова: смешение, цилиндрические вихревые тракты, взаимно перекрещивающиеся каналы, давление подачи, массовый расход.

Введение

Проблема смешения разнородных жидкостей актуальна при решении широкого спектра прикладных задач в энергетике, химической промышленности. Применение различных устройств (кавитаторы, турбулизаторы, завихрители и т.п.), позволяет в значительной степени интенсифицировать процессы смешения. Известно, что устройства гидродинамического типа с проточной частью на основе взаимно перекрещивающихся каналов, например цилиндрические вихревые тракты, существенно интенсифицируют процессы массообмена между группами сопрягаемых каналов [1, 2, 3].

Решение задачи смешения двух жидкостей с применением того или иного смесительного устройства предполагает получение на выходе смеси с требуемым соотношением компонентов в ней. При этом синхронная подача жидкостей на вход ЦВТ с различными расходами сопряжена с возможностью запирания каналов одной группы и как следствие рассогласование подачи потребных расходов. Таким образом изучение режимов подачи смешиваемых компонентов в устройства подобного типа является актуальной научнопрактической задачей.

1. Формулирование проблемы

Реализация непрерывных процессов проточного смесеобразования устройствами гидродинамического типа на основе ЦВТ предполагает создание на входе в них определенных давлений подачи, обеспечивающих смешение двух жидкостей в определенном соотношении. Цилиндрические вихревые тракты (ЦВТ) представляют собой разъемное устройство, состоящее из корпуса и втулки (рисунок 1).



Рис. 1. Длинный цилиндрический вихревой тракт

Проточная часть такого устройства образована группами винтовых канавок, выполненных на наружной поверхности втулки и внутренней поверхности корпуса, за счет чего формируется характерная ячейковая структура тракта [3].

В случае применения смесительного устройства на основе ЦВТ, смешиваемые компоненты подаются на входы различных групп каналов раздельно друг от друга, то есть, не имея предварительного контакта до поступления в проточную часть тракта (зону смешения).

© А.М. Грушенко, А.Л. Кирьянчук, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 При регулировании заданного (стехиометрического) соотношения жидкостей в случае применения ЦВТ, могут реализовываться режимы подачи смешиваемых компонентов на вход ЦВТ с различными давлениями, что может привести к рассогласованию в соотношении смешиваемых жидкостей в смеси.

В связи с выше сказанным проблему исследований можно сформулировать следующим образом: определение влияния отношения давлений подачи смешиваемых компонентов на входе в ЦВТ на их расходы.

2. Постановка задачи

Очевидно, что в случае течения со смешением двух жидкостей через ЦВТ массовый расход на выходе будет определяться как сумма массовых расходов жидкостей, поступающих в тракт на входы каналов различных групп. При существенном отличии давлений жидкостей на входе, может происходить «запирание» входных каналов жидкости, подаваемой с меньшим давлением, а ее массовый расход становится нулевым.

Сама же возможность подачи смешиваемых жидкостей на вход в ЦВТ под различными давлениями связана с глубокой перестройкой смешиваемых потоков на начальном участке течения в тракте и интересна с точки зрения совмещения в ЦВТ функций как смесительных, так и регуляторных.

В связи с вышеизложенным, задача экспериментальных исследований режимных параметров двухкомпонентных смесителей на основе ЦВТ с различной геометрией проточной части, может быть сформулирована следующим образом:

 определение зависимостей массовых расходов смешиваемых жидкостей от величин отношений их давлений на входе;

- определение граничных значений отношений давлений подачи смешиваемых жидкостей на входе в ЦВТ, приводящих к запиранию одной из групп каналов подачи.

3. Экспериментальные исследования

Очевидно, что изменение относительных массовых расходов жидкостей в зависимости от значения отношения их давлений подачи имеет граничные значения. Речь идет об отношении давлений подачи, при которых происходит полное запирание одной из жидкостей и суммарный массовый расход через тракт полностью определялся расходом второй жидкости. Таким образом, определение для данного тракта интервала отношений давлений подачи компонентов, в котором имеется возможность варьирования значениями массовых соотношений смешиваемых компонентов является актуальной задачей экспериментальных исследований. Предварительный теоретический анализ, а также соображения, связанные с планированием и организацией экспериментальных исследований показали, что обобщение результатов удобно осуществлять в виде зависимостей

$$\begin{split} & \overline{\dot{m}}_{oTH} = \frac{\dot{m}_{B}}{\dot{m}_{\Sigma}} = f \begin{pmatrix} p_{\kappa} \\ p_{B} \end{pmatrix} \mathbf{M} \\ & \overline{\dot{n}}_{oTH} = \frac{\dot{m}_{\kappa}}{\dot{m}_{\Sigma}} = f \begin{pmatrix} p_{\kappa} \\ p_{B} \end{pmatrix}, \end{split}$$

где $\dot{m}_{\kappa}, \dot{m}_{B}, \dot{m}_{\Sigma}$ — массовые расходы жидкостей поступающих на входы групп каналов корпуса, втулки и суммарный массовый расход соответственно; p_{κ}, p_{B} — давления подачи жидкостей на входе в группы каналов корпуса и втулки

соответственно. Исследовались цилиндрические вихревые тракты различной геометрии, представленные на рисунке 2.



Рис. 2. Набор конструктивных элементов длинных цилиндрических вихревых трактов

Конструктивные элементы обладают возможностью взаимозаменяемости, что позволяло получать при различном сочетании пар «корпус-втулка», тракты с различными параметрами геометрической структуры проточной части, такими как угол скрещивания ψ ; углы подъема винтовых линий канавок корпуса и втулки - $\beta_{\rm K}$ и $\beta_{\rm B}$ соответственно; параметр асимметрии ϕ [4].

В качестве смешиваемых компонентов выбраны две жидкости с одинаковыми реологическими свойствами. На рисунке 3 представлены графики зависимости относительных массовых расходов жидкостей, полученные для симметричного ЦВТ со следующими геометрическими характеристиками проточной части: угол скрещивания каналов $\psi = 146^\circ$, углы подъема винтовых линий канавок корпуса и втулки равны, $\beta = 17^\circ$.

Как видно из рисунка, положение точки пересечения кривых, которая соответствует равен-
ству массовых расходов компонентов на входе, практически совпадает со значением отношения давлений подачи, равному 1, что хорошо согласуется с выводами, представленными в работе [4].

Влияние асимметрии проточной части тракта, проявилось в смещении положения точки равенства массовых расходов от значения отношения давлений подачи равного 1; на рисунке 4, представлены зависимости, полученные для тракта с параметром асимметрии $\varphi = 2^{\circ}$ ($\psi = 143^{\circ}$, $\beta_{\rm v} = 17^{\circ}$, $\beta_{\rm B} = 20^{\circ}$).

Дальнейшее увеличение асимметрии тракта усиливает эту тенденцию и приводит к большему смещению точки пересечения кривых. В свою очередь уменьшение угла скрещивания каналов корпуса и втулки способствует расширению диапазона рассогласования давлений подачи, что названо нами гидродинамической асимметрией смесительных устройств на основе ЦВТ. Результаты, представленные на рисунках 5 и 6, на которых представлены кривые, полученные для асимметричных трактов с параметрами асимметрии ϕ , равными 10° и 23° соответственно, при этом углы скрещивания каналов ψ составляли 126° и 99° соответственно, подтверждают это.



Рис. 3. Зависимость относительных массовых расходов жидкостей для симметричного ЦВТ



Рис. 4. Зависимость относительных массовых расходов жидкостей для асимметричного ЦВТ



Рис. 5. Зависимость относительных массовых расходов жидкостей для асимметричного ЦВТ



Рис. 6. Зависимость относительных массовых расходов жидкостей для асимметричного ЦВТ

На рисунке 7 представлены положения точек пересечения кривых относительно значения отношения давлений подачи, равного 1 для трактов в диапазоне углов скрещивания $\psi = 80^{\circ}...146^{\circ}$.



Рис. 7. Положения точек пересечения кривых

Заключение

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы:

 увеличение угла скрещивания каналов провоцирует уменьшение диапазона гидродинамической асимметрии по давлениям подачи на входе в ЦВТ-смесители;

 уменьшение угла скрещивания каналов ниже 90° отрицательно сказывается на эффективности смешения, ввиду снижения взаимного влияния потоков жидкостей каналов разных групп;

- в диапазоне углов скрещивания ψ, который составляет 90°...120°, смесительные устройства на основе ЦВТ обладают свойствами регуляторов в диапазоне отношения давлений на входе p_к/p_в =0,76...1,3.

Перечень ссылок

1. Савостин А.Ф. Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева/ А.Ф. Савос-

тин, А.М. Тихонов// Теплоэнергетика. – 1970. – № 9. – С. 75 – 78.

2. Говард (С. Р. Hovard). Характеристики теплопередачи и гидравлического сопротивления теплообменных поверхностей со скошенными каналами и поверхностей из стеклокерамики/ Говард (С. Р. Hovard)// Тр. америк. об-ва инженеров механиков: Сер. Энергетические машины и установки.—1965. — Т.87; №1. — С. 85 — 101.

3. Грушенко А.М. Исследование массообмена в гидравлических трактах с взаимно перекрещивающимися каналами / А.М. Грушенко, А.Л. Кирьянчук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7(54). – С. 120 – 124.

4. Кирьянчук А.Л. К вопросу о минимизации энергозатрат на прокачивание при течении со смешением в проточных трактах с взаимно перекрещивающимися каналами (цилиндрических вихревых трактах) / А.Л. Кирьянчук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 7(74). – С. 77 – 80.

Поступила в редакцию 01.06.2011

О.М. Грушенко, О.Л. Кир'янчук. Про взаємний вплив потоків змішуваємих в циліндричних вихрових трактах рідин на нестабілізованій початковій ділянці плину

Наведено результати експериментальних досліджень взаємовпливу потоків двох рідин, що змішуються при їх надходженні в змішувальні пристрої гідродинамічного типу на основі трактів з взаємно перехресними каналами. Представлені експериментальні залежності для циліндричних вихрових трактів (ЦВТ) з різноманітними геометричними параметрами проточної частини, котрі пов'язують відносні масові витрати рідин що змішуються, які подаються на входи груп каналів корпуса та втулки тракту, з відношенням їх тисків подачі. Узагальнення одержаних результатів дозволяє визначити діапазон кутів схрещування каналів корпуса та втулки трактів, які найдоцільніше використовувати під час створення двохкомпонентних змішувальних пристроїв на основі ЦВТ.

Ключові слова: змішання, циліндричні вихрові тракти, канали, що взаємно перехрещуються, тиск подачі, массова витрата.

A.M. Grushenko, A.L. Kiryanchuk. About mutual influencing of the liquids streams mixed up in cylindrical vortical tracts on the unstabilized initial part of flow

The results of experimental investigation of two liquids mutual influence in case of their flowing in hydrodynamic type mixing devices based on running tracts with criss-cross canals is presented. Experimental dependencies which establish connection between mass flow ratio of miscible components which proceed to the canals groups entries of tract shell and cartridge with its delivery pressures relation for cylindrical vortical tracts (CVT) with different parameters of their running part is presented. Obtained results give possibility to determine crossing angles diapason of tracts shell and cartridge canals which most reasonable to use in case of making two-component mixing devices based on CVT.

Key words: mixing, cylindrical vortical tracts, mutually criss-cross canals, delivery pressure, mass expense.

УДК 629.7.036:539.4

Р.П. Придорожный¹, А.В. Шереметьев¹, А.П. Зиньковский²

¹ГП ЗМКБ "Прогресс" им. академика А.Г. Ивченко, Украина ²Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Украина

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО УРОВНЯ

В работе разработаны 2D и 3D модели охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления и проведен сравнительный анализ результатов расчетов, полученных с помощью этих моделей. На основании результатов расчетов, проведенных в 2D и 3D постановке, установлены закономерности между HДC исследуемых рабочих лопаток, рассчитанных с помощью различных расчетных моделей. Показано, что для достоверной оценки напряженного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбин, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо как применение конечноэлементных 3D расчетных моделей, учитывающих условия их взаимодействия по контактирующим поверхностям, так и достоверных критериев прочности.

Ключевые слова: охлаждаемая рабочая лопатка, расчетная модель, температурное состояние, напряженное состояние, статическая прочность, коэффициент запаса.

Введение и постановка задачи

Охлаждаемые рабочие лопатки турбин являются наиболее термонапряженными деталями современных авиационных газотурбинных двигателей, в значительной мере определяющими их надежность и ресурс. В связи с этим, повышение точности и достоверности при определении напряженно-деформированного состояния (НДС) и прогнозировании ресурса рабочих лопаток турбин является весьма актуальным. Это позволяет значительно уменьшить затраты и сократить сроки при доводке конструкции, а также избежать опасных последствий в эксплуатации.

Развитие и широкое распространение 3D конечноэлементных моделей и методов в расчетной практике проектирования рабочих лопаток турбин с одной стороны позволило существенно уточнить НДС конструкций лопаток, но с другой стороны поставило ряд вопросов по оценке НДС и нормированию прочности.

Кроме того, в рамках существующих норм прочности на стадии проектирования и доводки двигателя, как правило, рассматриваются многочисленные варианты конструкции лопатки и вносятся изменения. В этом случае для выбора конструкции и оценки ее НДС, долговечности и надежности представляется целесообразным применять более простые инженерные методы и модели [1], учитывающие специфику конструкции и материала, а также условия эксплуатации. Поэтому весьма важным становится вопрос сравнимости и адекватности результатов расчетов, полученных с помощью расчетных методов и моделей различного уровня, поскольку использование недостоверных данных может привести к увеличению риска появления дефектов во время эксплуатации.

В соответствии с вышеизложенным была определена цель данной работы — уточнение НДС конструкции охлаждаемых рабочих лопаток турбины высокого давления, используя 3D моделирование, а также сравнение и анализ результатов расчетов, полученных с помощью 2D и 3D моделей.

1. Объекты исследования и их расчетные модели

Для достижения поставленной цели были разработаны расчетные 2D и 3D модели охлаждаемых рабочих лопаток ТВД двигателя АИ-222-25.

Рабочие лопатки ТВД — охлаждаемые, с хвостовиком в виде половины елочки, вставляются по две лопатки в один замковый паз диска с натягом в паре по плоскостям стыков бандажных полок. Изготавливаются из материала ЖС26-ВИ.

Разработанные 2D модели рассматриваемой рабочей лопатки представлены в виде плоских среднего и корневого расчетных сечений (рис.1). При этом на область расчетного сечения нанесена 2D триангуляционная конечноэлементная сетка с линейными элементами, с помощью которой были проведены тепловой и прочностной расчеты.

© Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011



Рис. 1. 2D расчетная модель и характерные точки

С учетом циклосимметрии рабочего колеса турбины высокого давления 3D модель представлена в виде сектора диска с двумя спаренными (условно обозначены, как правая и левая) рабочими лопатками (рис.2). Такая модель позволяет провести тепловой и прочностной расчеты, учесть условия взаимодействия лопаток по контактирующим поверхностям бандажных полок и замкового соединения. При этом для создания конечноэлементной сетки использовались объемные квадратичные элементы. тепловое состояние лопатки было учтено при проведении тепловых расчетов.

Распределение температур в рассматриваемых моделях было получено эмпирическим путем с использованием экспериментальных данных, а определение НДС производилось без учета газодинамических нагрузок. В рамках решаемой задачи и с точки зрения сравнимости результатов расчетов в 2D и 3D постановке это вполне допустимо. Это объясняется тем. что исслелуемая лопатка обладает повышенной жесткостью и максимальный уровень напряжений, возникающих от действия газодинамических нагрузок, наблюдается в зонах лопатки, которые в меньшей степени определяют ресурс лопатки и не превышает 40МПа, что значительно ниже уровня напряжений, действующих в зонах лопатки, которые, как правило, определяют ее надежность и долговечность.

Все расчеты теплового и напряженного состояния исследуемых лопаток проводились для параметров наиболее теплонапряженного установившегося максимального взлетного режима при $T_r = 1540$ K.

989. 980





Рис. 2. 3D расчетная модель

Следует отметить, что в разработанных расчетных моделях исследуемых рабочих лопаток отсутствуют перфорационные отверстия. Тем не менее, влияние перфорационных отверстий на

Рис. 3. Температурное состояние лопатки в корневом (а) и среднем (б) сечениях, полученное решением тепловой задачи в 2D и 3D постановке соответственно

б

Температурное состояние исследуемых рабочих лопаток в характерных точках среднего и корневого сечений, полученное решением тепловой задачи в 2D и 3D постановках, приведено на рис.3. Температурное состояние правой и левой спаренных лопаток в рассматриваемых сечениях в целом отличается не более чем на 5 градусов. Поэтому в дальнейшем целесообразно проводить сравнение только для одной из спаренных лопаток, к примеру, для правой.

2. Результаты исследований

На основании результатов тепловых расчетов в ходе проведения вычислительных экспериментов было определено НДС исследуемых моделей лопаток в двухмерной и трехмерной постановке.

Расчеты на прочность проводились с учетом упругопластических деформаций, возникающих вследствие действия высоких центробежных нагрузок и неоднородного распределения температур в лопатке в условиях наиболее теплонапряженного установившегося максимального взлетного режима двигателя. При этом следует отметить, что при высоком уровне температур и напряжений в лопатках возникает необходимость учета ползучести материала. Однако, в рамках данной работы расчеты НДС исследуемых моделей лопаток на первом этапе были выполнены без учета процессов ползучести материала. Это объясняется определенными трудностями при создании достоверной модели ползучести материала применительно к условиям эксплуатации исследуемой лопатки и высокой трудоемкостью таких расчетов.

На основании результатов проведенных вычислительных экспериментов было проведено сравнение НДС исследуемых рабочих лопаток, как в среднем, так и корневом сечениях, полученного с помощью 2D и 3D моделей.

Предварительный анализ представленных результатов расчетов показал, что существуют некоторые отличия, как в распределении напряжений, так и в их фактической величине между результатами расчетов, полученными с помощью 2D и 3D моделей. Для более детального анализа прочности рабочих лопаток было проведено сравнение уровня как нормальных, так и эквивалентных напряжений в правой лопатке, а также вычислены коэффициенты запаса статической прочности, как по пределу текучести материала (К_т), так и по длительной прочности (К_m) за ресурс 3000 часов в характерных точках среднего (таблица 1) и корневого (таблица 2) сечений. Местоположение характерных точек представлено на рис.1.

Сравнение расчетных величин главных и эквивалентных напряжений в каждой конкретной характерной точке, полученных с помощью расчетной 3D модели показывает, что уровень нормальных напряжений может существенно отличаться от уровня эквивалентных напряжений, что объясняется сложностью конструкции и нагружения исследуемых рабочих лопаток, а также говорит о необходимости учета всех компонент тензора напряжений при оценке ее НДС. Поэтому оценка статической прочности исследуемых рабочих лопаток в данной работе проводилась на основе распределения эквивалентных напряжений. При этом запасы статической прочности в характерных точках расчетных сечений определялись как по длительной прочности, так и по пределу текучести материала, что позволило дополнительно оценить сопротивление пластическому деформированию исследуемых рабочих лопаток.

На основании результатов расчетов, проведенных в 2D и 3D постановке, проведен сравнительный анализ и установлены закономерности между НДС исследуемых рабочих лопаток, рассчитанных с помощью различных расчетных моделей.

Установлено, что уровень напряжений в 3D постановке, как правило, превышает уровень напряжений в 2D постановке на входной и выходной кромках, корыте и спинке лопатки, а уровень напряжений на перегородках между охлаждающими каналами лопатки ниже. В соответствии с этим запасы статической прочности на входной и выходной кромке, корыте и спинке лопатки в 3D постановке, как правило, ниже, чем в 2D постановке, а на перегородках наоборот.

В заключении следует отметить, что применение 3D моделей позволило существенно уточнить HДС рассматриваемой конструкции, однако остается вопрос с нормированием запасов статической прочности.

Как известно, величины коэффициентов запасов прочности обычно назначаются статистически в зависимости от достоверности определения свойств материалов с учетом их деградации в процессе эксплуатации, от величин нагрузок, теплового состояния и точности используемого метода расчета НДС конструкции. Таким образом, решение задачи нормирования прочности в расчетной практике проектирования рабочих лопаток в трехмерной постановке требует накопления достаточного объема как расчетных, так и экспериментальных данных.. Поэтому при рассмотрении результатов проведенных исследований следует учитывать, что в настоящей работе в расчетных моделях не учитывались процессы ползучести материала лопаток, следствием развития которых является изменение НДС исследуемых рабочих лопаток в течение их эксплуатации, а оценка статической прочности лопаток осуществлялась на основании имеющегося опыта нормирования статической прочности рабочих лопаток на базе 1D и 2D расчетных моделей.

Таблица 1

•	7 0	1 1		
•	nodeul ugnndweullu	U VOOMMUUUAUTL	гээпэсэ в свепцем сецеции	
	ООВСПВ ПАНОЛЖСНИИ		і запаса в спелнем сечений	
-	F F			

Nr/_	2D				3D							
JN≌ 11/11	$σ_z = σ_e$, ΜΠα	t, °C	K _{0,2}	K _m	σ _z , MΠa	σ _e , ΜΠa	t, °C	K _{0,2}	K _m			
входная кромка												
1	2,43	915	>10	>10	-0,54	7,32	932	10,0	3,17			
выходная кромка												
2	6,00	989	9,10	2,53	17,09	17,33	980	3,32	0,95			
	пер	рвый (со	сторонь	і входної	й кромки) охл	аждающий кан	ал					
3	20,79	832	4,20	2,09	33,57	29,21	812	3,03	1,66			
4	34,27	767	2,58	1,68	36,52	35,32	770	2,50	1,63			
второй (со стороны входной кромки) охлаждающий канал												
5	33,63	768	2,63	1,71	34,00	35,13	773	2,52	1,61			
6	40,47	742	2,16	1,55	38,68	37,55	753	2,35	1,62			
	тр	етий (со	стороны	входной	і кромки) охла	аждающий кана	ал					
7	39,42	749	2,23	1,55	37,07	36,73	760	2,40	1,62			
8	31,73	797	2,80	1,62	28,47	28,93	812	3,06	1,68			
	четв	ертый (с	со сторон	ны входн	ой кромки) ох	лаждающий ка	нал					
9	32,32	800	2,75	1,57	28,78	28,44	816	3,10	1,67			
10	23,31	865	3,68	1,57	37,50	34,80	878	2,45	0,97			
				Cr	инка							
11	4,27	854	>10	9,12	5,37	12,49	854	6,91	3,15			
				Кс	рыто							
12	24,58	818	3,58	1,89	20,64	28,81	831	3,03	1,51			

Таблица 2

Уровень напряжений и коэффициенты запаса в корневом сечении охлаждаемой рабочей лопатки

N/-		2D			3D							
JN≌ Π/Π	$σ_z = σ_e$, ΜΠα	t, °C	K _{0,2}	K _m	σ _z , ΜΠa	σ _e , ΜΠa	t, °C	K _{0,2}	K _m			
входная кромка												
1	-1,32	918	>10	>10	-1,63	12,03	888	7,03	2,63			
выходная кромка												
2	13,22	983	4,28	1,21	29,42	29,78	970	2,04	0,60			
	пер	эвый (со	сторонь	и входно	й кромки) охл	аждающий кан	ал					
3	16,57	835	5,27	2,58	35,28	35,94	761	2,45	1,65			
4	44,32	709	1,91	1,55	29,70	32,45	704	2,60	2,14			
	BT	эрой (со	стороны	і входной	й кромки) охл	аждающий кана	ал					
5	42,24	715	2,02	1,60	22,45	25,64	708	3,30	2,67			
6	39,41	724	2,18	1,68	29,95	31,09	710	2,73	2,19			
	тр	етий (со	стороны	і входной	й кромки) охл	аждающий кана	ал					
7	37,25	735	2,33	1,72	35,75	31,96	724	2,69	2,04			
8	33,60	768	2,63	1,71	18,81	17,47	770	5,06	3,29			
	четв	ертый (с	со сторон	ны входн	ой кромки) ох	лаждающий ка	нал					
9	37,35	763	2,36	1,57	27,11	24,58	763	3,59	2,40			
10	28,47	849	3,04	1,41	36,69	31,87	857	2,70	1,21			
				СП	іинка							
11	12,12	794	7,33	4,29	17,12	25,90	791	3,43	2,04			
				ко	рыто							
12	24,82	804	3,58	2,00	23,84	30,06	798	2,96	1,72			

Заключение

На основании результатов проведенных вычислительных экспериментов по уточнению НДС конструкции охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления, используя 3D моделирование, а также сравнения и анализа результатов расчетов, полученных с помощью 2D и 3D моделей, можно сделать однозначный вывод, что для достоверной оценки напряженного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбин, как обязательной составляющей прочностного расчета при создании рабочих лопаток турбины, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо применение конечноэлементных 3D расчетных моделей, учитывающих условия их взаимодействия по контактирующим поверхностям и особенности механических свойств материала с учетом влияния температуры и наработки.

Перечень ссылок

1. Придорожный Р.П. Улучшение эффективности охлаждения турбинных лопаток изменением положения охлаждающего канала / Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев // Вестник двигателестроения. – 2005. – №1. – С.9–11.

2. Придорожный Р.П. Анализ напряженно-деформированного состояния бандажированных рабочих лопаток турбин АГТД с учетом влияния температуры и наработки / Р.П. Придорожный, В.М. Меркулов, А.П.Зиньковский // Авиационно – космическая техника и технология.—2003.— Вып. 40/5.—С.109—113.

Поступила в редакцию 17.05.2011

Р.П.Придорожний, О.В.Шеремет'єв, А.П.Зіньковський. Порівняльний аналіз напруженого стану охолоджуваних робочих лопаток турбіни за допомогою розрахункових моделей різного рівня

У роботі розроблені 2D і 3D моделі охолоджуваної робочої лопатки турбіни високого тиску і проведено порівняльний аналіз результатів розрахунків, отриманих за допомогою цих моделей. На підставі результатів розрахунків, проведених в 2D і 3D постановці, встановлені закономірності між НДС досліджуваних робочих лопаток, розрахованих за допомогою різних розрахункових моделей. Показано, що для достовірної оцінки напруженого стану охолоджуваних робочих лопаток турбін, що мають високу надійність та необхідний ресурс, необхідно як застосування скінченноелементних 3D розрахункових моделей, що враховують умови їх взаємодії по контактуючих поверхнях, так і достовірних критеріїв міцності.

Ключові слова: охолоджувана робоча лопатка, розрахункова модель, температурний стан, напружений стан, статична міцність, коефіцієнт запасу.

R.P.Pridorozhny, A.V.Sheremetyev, A.P.Zinkovskii. Comparative analysis of the stressstate of the turbine cooled blades with the help of computational models of various level

In the work 2D and 3D models of high-pressure turbine cooled blade are developed and the comparative analysis of results of the calculations received by means of these models is carried out. Based on the results of calculations conducted in 2D and 3D statement regularities between the stress-strain states of the investigated blade calculated with the help of various computational models are established. It is shown, that for an authentic estimation of the stress state of high-pressure turbine cooled blades possessing high reliability and demanded service life, it is necessary both application of the 3D finite element computational models considering conditions of their interaction on contacting surfaces, and authentic criteria of strength.

Key words: cooled blade, computational model, thermal state, stress state, static strength, safety factor.

УДК 539.3:621

Ю.С. Воробьев¹, В.Н. Романенко¹, Л.Г. Романенко², В.А. Потанин³, В.В. Тарасов³

¹Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, ²Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, ³Открытое акционерное общество «Пензадизельмаш», г. Пенза, Россия

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА МОЩНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Исследовано статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние рабочего колеса турбины турбокомпрессора с учетом центробежных сил, распределения температур и воздействия газового потока на лопаточный аппарат. Задача решалась методом конечных элементов в трехмерной постановке. Модель детально учитывает геометрию диска, пера лопатки, елочного замка и его взаимодействие с диском. Проведен анализ вынужденных колебаний лопатки турбины турбокомпрессора. Исследования позволили выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по снижению их уровня на этапе проектирования конструкции.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, свободные и вынужденные колебания, локализация напряжений, форма колебаний, интенсивность напряжений, трехмерные модели, конечные элементы, турбокомпрессор, лопатка.

Введение

В связи с ужесточением условий работы современных газотурбинных установок повышаются требования к обеспечению прочности и надежности элементов конструкций и, в первую очередь, их лопаточного аппарата и замковой части диска. Именно прочностью этих деталей ограничивается дальнейший рост важнейших параметров: температуры газа перед турбиной и скорости вращения ротора. При этом реальное выполнение этих требований невозможно без комплексного анализа статической и вибрационной прочности лопаточного аппарата с учетом всех эксплуатационных факторов.

В работах [1-2] приведены примеры анализа некоторых задач, возникающих при этом. В данной работе анализируются дополнительные аспекты общей проблемы. Рассматривается рабочее колесо газовой турбины турбокомпрессора, которое находится в сложных условиях эксплуатации. Одновременное воздействие температурных полей, центробежных сил, статических и динамических нагрузок со стороны газового потока приводит к высокому уровню напряжений в конструкции.

Для решения задачи были разработаны конкретные трехмерные конечноэлементные модели объекта и методики расчета, учитывающие необходимые факторы. Это позволило провести многовариантные расчеты рабочего колеса турбина турбокомпрессора.

1. Расчет статического напряженно-деформированного состояния рабочего колеса

Объектом исследования является облопаченный диск турбины турбокомпрессора. Физические и механические свойства материалов диска и лопаток при расчете принимаются с учетом их изменения в зависимости от температуры. Диапазон изменения температуры вдоль радиуса диска от 310 °C до 520 °C, температура газа перед турбиной 600 °C.

В работе [3] подробно изложена методика и вариационная постановка подобных задач. При комплексном исследовании вначале решаем температурную задачу, а затем определяем влияние на НДС рабочего колеса центробежных сил при скорости вращении ротора турбины 28000 об/мин.

Исследуемая конструкция имеет поворотную симметрию, поэтому для наглядности результаты расчетов в виде полей интенсивностей напряжений приведены на фрагменте конструкции (рис. 1). В связи с тем, что диск несимметричен относительно срединной плоскости поля напряжений, возникающие в нем, также несимметричны. Поэтому на рисунке приводятся поля интенсивностей напряжений в диске соответственно с двух сторон (рис.1.а, 1.6).

Максимальные напряжения в диске возникают на его поверхности со стороны дополнительного выступа, и не превышают допустимых напряжений для исследуемого материала в рабочем диапазоне температур. Более высокие максимальные интенсивности напряжений возникают в средней части лопаток и в отдельных локальных зонах они достигают 720 МПа, что не превышает допустимые напряжения для материала лопатки.



б)

Рис. 1 Поля интенсивностей напряжений в диске турбины турбокомпрессора на максимальных оборотах вращении ротора турбокомпрессора

Для детального изучения НДС замкового соединения лопатки с диском построена его трехмерная конечноэлементная модель, которая отличается густой сеткой разбиения с учетом конфигурации зубьев, как хвостовика лопатки, так и пазов диска. Учитывалось контактное взаимодействие хвостовик-диск, по верхним зубьям хвостовика задавалось совпадение с поверхностью диска. При этом следует отметить, что диск и контактирующий с ним хвостовик изготовлены из разных материалов. Материал диска обладает более низкими прочностными свойствами, чем материал лопаток.

Максимальные температурные напряжения возникают в области замка, как в хвостовике лопатки, так и в пазах диска. Но эти напряжения, возникающие в локальных зонах, гораздо ниже опасных напряжений и составляют порядка 500 МПа, тогда как интенсивности напряжений от центробежных сил в замке гораздо выше, но не превышают допустимых. На рис.2 приведены поля интенсивностей напряжений в замковом соединении диск-лопатка с учетом всех факторов.



Рис. 2 Поля интенсивностей напряжений в лопаточном аппарате турбокомпрессора под действием центробежных сил и температурных полей

2. Расчет вынужденных колебаний лопаточного аппарата

Анализируются собственные частоты, а также соответствующие формы перемещений и напряжений лопаток, выполненные из мартенситных жаропрочных и хромоникельмолибденовых сталей.

Вынужденные колебания лопаток данной турбины турбокомпрессора обусловлены тремя причинами: периодическим изменением давления газа в коллекторе, окружной неравномерностью давления газа перед сопловым аппаратом с периодом, равным времени одного оборота турбины, и неравномерностью давления за сопловым аппаратом.

Решение ищем в виде разложения по собственным формам колебаний с учетом всех факторов.

Расчет вынужденных колебаний лопаточного аппарата показал, что интенсивности напряжений, вызываемые нестационарной газодинамической нагрузкой, оказываются значительно ниже статических напряжений в лопатках от действия центробежных сил. Максимальные интенсивности напряжений в пере лопатки при нерезонансных вынужденных колебаниях не превышают 6,7 МПа и с учетом их совместного действия с центробежными силами не представляют опасности.

Анализ колебаний исследуемой системы показывает возможность возникновения резонансов на переходных режимах на первой форме колебаний, вызванного пятой и шестой гармоникой возмущающей силы. Наиболее опасной оказывается пятая гармоника нестационарных возмущающих сил. Поля перемещений и напряжений при колебаниях, вызванных этой гармоникой, представлены на рис. 3. Зона максимальных напряжений лежит в середине пера лопатки, а для более высоких форм она смещается к периферии, захватывая входную и выходную кромку лопатки. Интенсивность максимальных напряжений при этом возрастает, но не превышает 450 МПа, что заметно ниже опасных напряжений.



Рис.3 Поля перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б, в) при вынужденных колебаниях, вызванных пятой гармоникой пульсации давления для лопатки турбины турбокомпрессора

Заключение

Проведен всесторонний анализ статической прочности, свободных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора с учетом особенностей геометрии и характера нагружения конструкции.

Выявлены зоны локализации напряжений и показано влияние эксплуатационных факторов на уровень напряжений, возникающих в элементах турбокомпрессора. Даны рекомендации по снижению опасных напряжений.

Определение зон максимальных интенсивностей напряжений позволило вносить изменения в геометрию элементов конструкции на этапе ее проектирования. С целью снижения общего уровня напряжений для обеспечения надежной работы конструкции предложен оптимальный режим работы турбины турбокомпрессора, обоснована целесообразность использования выбранных материалов для изготовления элементов конструкции.

Путем проведения многовариантных расчетов были определены геометрические размеры и безопасные режимы работы, которые обеспечивают надежную работу лопаточного аппарата турбины.

Решение таких задач позволяет провести всесторонний анализ статической прочности, свободных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора, выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по обеспечению прочности конструкции и выбору материалов для дисков и лопаток турбин.

Перечень ссылок

1. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Романенко Л.Г., Потанин В.А. Статическая и динамическая прочности лопаточного аппарата турбины турбокомпрессора. // Вестник двигателестроения. – 2008. - №3 – С.86-90 2. Воробьев Ю.С., Романенко Л.Г, Романенко В.Н., Потанин В.А. Расчет вращающегося направляющего аппарата турбокомпрессора // Авіаційно-космічна техніка і технологія. — Нац. Аерокосмічний університет ім.М.Э.Жуковського "Харківський авіаційний інститут", - 2006. — Вип.9(35).- С.83-85.

3. Воробьев Ю.С., Шепель А.И., Романенко Л.Г., Водченко В.Н., Сапелкина З.В. Конечноэлементный анализ собственных колебаний статически напряженных лопаток турбомашин на основе трехмерной модели // Пробл. прочности. - 1990. - №7, с.88-86.

Поступила в редакцию 12.05.2011

Ю.С. Воробйов, В.М.Романенко, Л.Г.Романенко, В.О.Потанін, В.В.Тарасов. Комплексний аналіз міцності газової турбіни для турбонадуву потужних дизелів

Досліджено статичний та динамічний напружено-деформований стан робочого колеса турбіни турбокомпресора с урахуванням відцентрових сил, розподілу температур та впливу газового потоку на лопатковий апарат. В роботі використано метод скінченних елементів в тривимірній постановці. Модель детально враховує геометрію диска, пера лопаток, ялинкового замка та його взаємодію з диском. Проведено аналіз вимушених коливань лопаток турбіни турбокомпресора. Дослідження надали можливість виявити зони локалізації напружень і надати рекомендації стосовно їх зниження на етапі проектування конструкції.

Ключові слова: напружено-деформований стан, вільні та вимушені коливання, локалізація напружень, форми коливань, інтенсивності напружень, тривимірні моделі, турбокомпресор, лопатка.

Yu.S.Vorobyov, V.N.Romanenko, L.G.Romanenko, V.A.Potanin, V.V.Tarasov. Complex analysis of strength of gas turbine for powerful turbodiesels

The static and dynamic stress-strain state of turbine wheel of turbo-compressor is investigated taking into account centrifugal forces, temperature distribution and influence of gas stream on blading. Finite elements method and three-dimensional models are used in paper. Model in detail takes into account geometry disk, blade, lock and his interaction with a disk. The analysis of the forced vibrations of turbine blade turbo-compressor is developed. Researches allowed to expose the areas of stress localizations and give recommendations on the lowering their level on the stage of structure project.

Key words: stress-strain state, freeand forced vibrations, stress localization, vibrations forms, stress intensity, 3D model, turbo-compressor, blade.

УДК 621.438:621.822

С.А. Букатый

ООО Научно-коммерческая фирма «СБК», г. Рыбинск, Россия

РАСЧЕТ СТЯЖНОГО БОЛТА И ВАЛА РОТОРА КОМПРЕССОРА ГТД МЕТОДОМ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ЖЕСТКОСТЕЙ

Стяжной болт компрессора низкого давления (КНД) и вал ротора компрессора высокого давления (КВД) ГТД являются элементами сложных статически неопределимых и предварительно напряженных систем. Усилие затяжки этих деталей при работе двигателя под действием газодинамических и температурных воздействий может изменяться в ишроких пределах и существенно отличаться от начального. Поэтому для упрощения конечно-элементного расчета с оптимизацией размеров и свойств при подборе материала болта и вала предложен метод эквивалентной жесткости. Показана методика определения эквивалентных жесткостей элементов КНД и КВД. Дальнейший расчет основан на классическом подходе — условиях равновесия и совместности деформаций элементов ротора.

Ключевые слова: стяжной болт, вал ротора компрессора, статически неопределимые системы, метод эквивалентной жесткости, оптимизация размеров и свойств при подборе материала.

Введение

Ответственные детали газотурбинных двигателей ГТД — стяжной болт компрессора низкого давления и вал ротора компрессора высокого давления являются элементами сложных статически неопределимых и предварительно напряженных систем. Например, при сборке ротора компрессора двигателя (рис.1) диски стягиваются болтом с заданным начальным усилием N_0 . В результате диски, опора и болт образуют сложную статически неопределимую систему, работающую на изгиб с растяжением-сжатием. При запуске и последующей работе двигателя на различных режимах в зависимости от температуры T, газодинамических сил P, температурных коэффициентов линейного расширения (ТКЛР) материалов и жесткости составляющих элементов ротора и болта происходит перераспределение сил и усилие N_0 может изменяться в широких пределах.

Раскрытие статической неопределимости с оптимизацией размеров и необходимых свойств материала стяжного болта или вала ротора КВД представляет собой сложный и трудоемкий мно-гошаговый КЭ-расчет.



Рис.1. Схема ротора КНД двигателя семейства Д-30 в сборе

1. Общие принципы решения задачи

При сборке и последующей работе ГТД указанные болт и вал испытывают только растяжение, а остальные элементы ротора КНД и КВД находятся в условиях сложного сопротивления «изгиб с растяжением-сжатием». Поэтому в данной работе предлагается смешанный метод, в котором используются КЭ-модели для сложных элементов, работающих одновременно на изгиб и растяжение-сжатие, и расчетные схемы в виде полых или сплошных цилиндров для простых деталей — стяжного болта и опоры, работающих только на растяжение-сжатие.

В соответствии с принципом независимости действия сил предлагается осуществлять однократный КЭ-расчет ротора без болта как статически определимой системы для определения эквивалентных жесткостей составляющих его элементов. Для ротора КНД, например, в число таких элементов входят диски, задний вал и опора. Для упрощения расчетов в ряде случаев некоторыми элементами (например, опорой в КНД), размеры которых значительно меньше, а жесткость на 2 порядка больше жесткости остальных элементов, можно пренебречь.

Дальнейший расчет основан на классическом подходе, использующем условия равновесия и совместности деформаций ротора и рассчитываемого элемента — стяжного болта КНД или вала КВД. Получаемые при этом выражения, в которых деформации ротора определяются на основе эквивалентных жесткостей, позволяют легко и быстро вычислять искомые силы от температурных и газодинамических воздействий с применением пакетов Mathcad или Excel. После завершения оптимизационного расчета и определения усилия N_0 можно продолжить уточненные расчеты элементов ротора в условиях статической определимости.

2. Обоснование метода эквивалентных жест-костей

Учитывая только элементы, работающие на изгиб с растяжением-сжатием, схему ротора КНД можно представить в следующем виде (рис. 2).



Рис. 2 Схема элементов ротора КНД

Расчет стяжного болта и опоры, испытывающих только растяжение, можно сделать аналитическим методом. Удлинение болта или опоры длиной *l*, растянутых силой *N*, представим в следующем виде

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} = \frac{N \cdot l}{G},\tag{1}$$

где E — модуль упругости материала; F — площадь поперечного сечения; $G=E \cdot F$ — эквивалентная жесткость болта. Из (1) получаем выражение для эквивалентной жесткости на растяжение-сжатие, которое применимо к любым деталям или участкам деталей длиной *l*

$$G = \frac{N \cdot l}{\Delta l}.$$
 (2)

Для простых деталей, например стержней или валов с постоянным поперечным сечением и подвергающихся только растяжению-сжатию, эквивалентная жесткость равна фактической, как в случае (1). Для сложных деталей или конструк-

- 193 -

ций, например дисков или вала заднего, составляющих ротор и испытывающих растяжение-сжатие с изгибом, необходимо сначала для каждого участка длиной l_i определить методом КЭ или экспериментально абсолютную осевую деформацию Δl_i от действия некоторой фиксированной силы N. Величину N можно принять равной N_0 . Тогда эквивалентная жесткость i-го участка в соответствии с (2) определяется выражением

$$G_{i} = \frac{N \cdot l_{i}}{\Delta l_{i}}.$$
(3)

В нашем случае расчет удлинения участков дисков ротора Δl_i будем проводить методом КЭ. Границы участков определяются по точкам приложения сосредоточенных сил, равных равнодействующим газодинамических сил, действующих на лопатки дисков (рис. 2). Жесткости опоры¹ и болта обозначим соответственно

$$G_5 = E_5 \cdot F_5, \qquad G_6 = E_6 \cdot F_6,$$
 (4)

где кольцевые площади поперечных сечений болта и опоры определяются выражениями

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \gamma^2 \right), \quad \gamma = \frac{d}{D}, \tag{5}$$

d и *D* – внутренний и наружный диаметры сечения².

В соответствии с принципом независимости действия сил расчет изменения начального усилия затяжки стяжного болта и опоры N_0 от воздействия температуры и газовых сил, действующих на диски, можно осуществлять по отдельности.

3. Результаты исследования

 $\Delta l_{\mathrm{p,t}} = \Delta l_{\mathrm{d},t}$

3.1. Методика расчета изменения осевой силы при нагревании

Из условий равновесия элементов ротора получаем следующие расчетные схемы ротора и стяжного болта (рис. 3). Здесь ΔN_t — величина изменения начального осевого усилия при нагревании. В соответствии с условием совместности деформаций уравнение перемещений ротора $\Delta I_{p,t}$ и болта $\Delta I_{6,t}$ имеет вид

где

(6)

$$\Delta l_{\mathrm{p,t}} = -\Delta N_{\mathrm{t}} \cdot \sum_{i=0}^{\mathbf{\tau}} \frac{l_{i}}{G_{i}} + \sum_{i=0}^{\mathbf{\tau}} \alpha_{i} \cdot \Delta t_{i} \cdot l_{i}, \tag{7}$$

$$\Delta l_{\delta,t} = \Delta N_t \cdot \sum_{i=5}^{6} \frac{l_i}{G_i} + \sum_{i=5}^{6} \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i,$$
(8)

 G_{i} – эквивалентные жесткости соответствующих участков ротора; α_{i} и Δt_{i} –ТКЛР материалов и изменение температуры дисков и вала заднего³ ротора, болта и опоры.

Расчетная схема ротора



Расчетная схема стяжного болта с



Рис. 3

Решив уравнение (6) с учетом (7 и 8), получаем следующую величину ΔN_t

$$\Delta N_{t} = \frac{\sum_{i=0}^{4} \alpha_{i} \cdot \Delta t_{i} \cdot l_{i} - \sum_{i=5}^{6} \alpha_{i} \cdot \Delta t_{i} \cdot l_{i}}{\sum_{i=0}^{6} \frac{l_{i}}{G_{i}}}$$
(9)

Тогда сила, действующая на стяжной болт и опору, равна

$$N = N_0 + \Delta N_t \,. \tag{10}$$

3.2. Методика расчета изменения осевой силы от газодинамических сил

Газодинамические силы P_j получим, умножив силу p_j , действующую на одну лопатку, на количество лопаток в диске n_i

$$P_{j} = p_{j} \cdot n_{j}. \tag{11}$$

Силы $P_{\rm j}$ приводят к изменению осевой силы стяжного болта на величину $\Delta N_{\rm P}$. В этом случае расчетная схема болта с опорой остается прежней при замене силы $\Delta N_{\rm t}$ на $\Delta N_{\rm p}$, а расчетная схема ротора имеет вид (рис. 4).



Рис. 4 Расчетная схема ротора

³ Вследствие разности температур вала заднего по наружному и внутреннему диаметрам можно в первом приближении принимать в качестве расчетного их среднее арифметическое значение.

¹ В силу малой длины и большой жесткости опоры ее деформациями изгиба можно пренебречь. В противном случае ее необходимо присоединить к КЭ-моделям.

² Наличием отклонений от цилиндрической формы на некоторых небольших участках болта и опоры в первом приближении можно пренебречь, но при необходимости их отклонения не трудно учесть.

По аналогии с (6) уравнение перемещений запишем в виде

$$\Delta l_{\rm p,P} = \Delta l_{\rm \tilde{0},P} , \qquad (12)$$

Г

где

$$\Delta l_{p,P} = -\Delta N_P \cdot \sum_{i=0}^{4} \frac{l_i}{G_i} + \sum_{j=1}^{3} P_j \cdot \sum_{i=j}^{4} \frac{l_i}{G_i}, \quad (13)$$

$$\Delta l_{\delta,P} = \Delta N_P \cdot \sum_{i=5}^{6} \frac{l_i}{G_i}.$$
 (14)

Тогда величина $\Delta N_{\mathbf{P}}$ будет равна

$$\Delta N_{\rm P} = \frac{\sum_{j=1}^{3} P_j \cdot \sum_{i=j}^{4} \frac{l_i}{G_i}}{\sum_{i=0}^{6} \frac{l_i}{G_i}} \,. \tag{15}$$

В окончательном виде сила, действующая в стяжном болте, равна

$$N = N_0 + N_t + N_P.$$
 (16)

В полученных выражениях (9) и (15) пределы изменения индексов і и ј зависят от общего количества элементов — і и количества ступеней — ј, составляющих ротор КНД.

Разработанная методика может быть использована для расчета осевых усилий не только для болта или вала ротора КВД, но и для других аналогичных сложных статически неопределимых конструкций.

3.3. Определение эквивалентных жесткостей элементов ротора КНД

В соответствии с выражением (3) определение эквивалентных жесткостей осуществляют на основе КЭ модели элементов ротора – дисков и заднего вала ГТД Д30-КП, работающих на растяжение-сжатие с изгибом. При создании модели⁴ были использованы элементы типа Plane 42. Размеры участков ротора l_i и результаты расчета деформаций Δl_i и эквивалентных жесткостей G_i при действии заданной силы N = 154,5 Кн приведены в таблице 1.

№ участка	длина участка <i>l</i> _i ·10 ³ , м	участков Δ <i>l</i> _i ·10 ³ , м	жесткость <i>G</i> _i ·10 ⁻⁶ , Нм/м
0	27,7	0,842	5,083
1	213,7	0,007	4717
2	204,1	0,030	1051
3	79,9	0,088	140,3
4	94,5	0,440	33,18

Плина Поформации Энриралондио

Точность расчета перераспределения сил в стяжном болте зависит от точности определения эквивалентных жесткостей, которая определяется точностью определения размеров участков l_i и КЭ-расчета деформаций Δl_i .

3.4. Расчет осевого усилия стяжного болта ротора КНД

В качестве примера приведем результаты расчета перераспределения усилия N_0 от действия газодинамических и температурных сил при двух значениях изменения температуры стяжного болта и опоры: 100 и 70 К. Исходные данные для расчета приведены в таблицах 2 и 3.

		_					
Парамет- ры	<i>L</i> , м	<i>d</i> , м	<i>D</i> , м	<i>G</i> ·10 ⁻⁶ , Нм/м	E·10 ⁻⁵ , МПа	$\begin{array}{c} \alpha \cdot 10^{6}, \\ K^{-1} \end{array}$	$\Delta t, K$
Стяжной болт	0,6	0,036	0,0453	1,134	1,91	11,7	100/ 70
Опора	0,0255	0,069	0,081	277,1	1,96	11,0	100/

Исходные данные для стяжного болта и опоры

Таблица 3 Исходные данные для дисков и заднего вала ротора

№ ступни/ участка	<i>п</i> ј, ШТ	<i>р</i> ј, Н	<i>Р</i> _j , Н	Длина участка $l_i \cdot 10^3$, м	<i>G</i> _i ·10 ⁻⁶ , Нм/м	$\alpha_{i} \cdot 10^{6}, K^{-1}$	${\Delta t_{\rm i}, \atop { m K}}$
0	_	_	_	27,7	5,083	9,2	73
1	31	815,9	25293	25293 213,7		9,2	73
2	35	437,8	15323	204,1	1051	9,5	120
3	37	37 4 17179		79,9	140,3	9,5	130
4	_	_	_	94,5	33,18	11,7	144

Таблица1

Таблица 2

⁴ В данной работе использованы результаты КЭ-расчета, выполненного инженером Д.П. Лешиным.

Результаты расчетов перераспределения усилий в системе Mathcad приведены в таблице 4.

Таблица 4 Результаты расчета перераспределения усилий

Усилие	При изменении температуры Δt = 100 °К	При изменении температуры $\Delta t = 70 ^{\circ} \mathrm{K}$
<i>N</i> ₀ , Кн	154,508	154,508
$\Delta N_{\rm t}$, Кн	- 5,340	9,196
$\Delta N_{ m P}$, Кн	14,255	14,255
<i>N</i> , Кн	163,423	177,959

Заключение

Расчеты показывают, что даже небольшие изменения рабочих температур приводят к существенному перераспределению со сменой знака усилий между элементами в роторе КНД. Поэтому большое значение имеет оптимальное соотношение размеров и физико-механических свойств материала, а также достаточно точные данные по температурным условиям работы всех элементов ротора КНД.

Данный метод расчета позволяет значительно упростить расчет сложных статически неопределимых систем. Метод может быть использован для расчета усилий в других аналогичных конструкциях, элементы которых работают в условиях изгиба с растяжением-сжатием.

Поступила в редакцию 01.06.2011

С.А. Букатий. Розрахунок стяжних болтів і валу ротора компресора ГТД методом еквівалентних жорсткістей

Стяжний болт компресора низького тиску (КНД) і вал ротора компресора високого тиску (КВД) ВМД є елементами складних статично невизначених і попередньо напружених систем. Зусилля затягування цих деталей при роботі двигуна під дією газодинамічних і температурних впливів може змінюватися в широких межах і суттєво відрізнятися від початкового. Тому для спрощення кінцево-елементного розрахунку з оптимізацією розмірів і властивостей при підборі матеріалу болта і валу запропонований метод еквівалентної жорсткості. Показано методику визначення еквівалентних жорсткостей елементів КНД і КВД. Подальший розрахунок заснований на класичному підході – умовах рівноваги і спільності деформацій елементів ротора.

Ключові слова: стяжний болт, вал ротора компресора, статично невизначені системи, метод еквівалентної жорсткості, оптимізация розмірів і властивостей при підборі матеріалу.

S.A. Bukatyi. Calculation of the coupling bolts and the shaft of the compressor rotor gtd by means of method of equivalent stiffness

Coupling bolt of the low pressure compressor (LPC) and the rotor shaft of high pressure compressor (HPC) of a gas turbine are the elements of complex statically indeterminate, and prestressed systems. Initial tightening torque of these parts when the engine is under the influence of hydro and thermal impacts can vary widely. Therefore, to simplify the finite element calculations to optimize the dimensions and properties in the selection of material of bolt and shaft propose a method of equivalent stiffness. The method of determining the equivalent element stiffness LPC and HPC is shown. Further calculation is based on the classical approach, which uses the equilibrium conditions and the strain consistency of all elements of the rotor.

Keywords: coupling bolt, the shaft of the compressor rotor, statically indeterminate system, the method of equivalent stiffness, optimizing the size and properties in the selection of material.

УДК 621.45.037: 533.6

Бойко Л.Г.¹, Демин А.Е.¹, Максимов Ю.П.¹, Пижанкова Н.В.¹, Басов Ю.Ф.²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, ²ОАО «Мотор Сич», г.Запорожье

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОНАПОРНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Представлены результаты численного исследования с помощью программного комплекса AxSym_M влияния на структуру течения в высоконапорном рабочем колесе (PK) осевого компрессора стреловидности лопатки и формы меридиональных обводов проточной части. Показано, что смещение линии центров тяжести профилей периферийного сечения вдоль линии хорды в направлении противоположном течению позволяет уменьшить по сравнению с исходным вариантом PK значение M_w на входе и его максимальное значение в межлопаточном канале, что приводит к повышению КПД. Использование конической и S-образной формы поверхности втулки дает возможность повысить нагруженность втулочных сечений, а поджатие потока за счет формы поверхности корпуса позволяет изменять положение скачка уплотнения в межлопаточном канале и степень диффузорности течения.

Ключевые слова: высоконапорное рабочее колесо осевого компрессора, численное исследование, стреловидность лопатки, меридиональные обводы.

Введение

Проектирование компрессорных ступеней, имеющих высокие степени повышения давления, является сложной инженерной задачей. Подходы, используемые при их проектировании, не позволяют сделать общие выводы о влиянии изменения геометрических параметров лопаточных венцов на интегральные значения газодинамических параметров ступеней: степени повышения полного давления (π_{cT}^{*}), изоэнтропического коэффициента полезного действия (η_{cT}^{*}), запаса устойчивости (ΔK_y) и т.д. Поэтому в целях накопления такой информации в каждом конкретном случае целесообразно проведение численных параметрических исследований.

Разработанный на кафедре теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е.Жуковского «ХАИ» метод поверочного расчета до-, транс- и сверхзвукового течения в ступени осевого компрессора и соответствующий программный комплекс (ПК) AxSym_M [1, 2] использованы для проведения вычислительных экспериментов.

В статье представлены результаты численного исследования влияния изменения геометрических параметров высоконапорного рабочего колеса осевого компрессора: стреловидности лопатки и формы меридиональных обводов проточной части на структуру течения и суммарные газодинамические параметры. В качестве объекта для проведения численных экспериментов выбран венец рабочего колеса высоконапорной компрессорной ступени и создана его математическая модель.

1. Математическая модель исходного лопаточного венца

Под математической моделью лопаточного венца понимается совокупность геометрических параметров исследуемого объекта, представленных в виде исходных данных для проведения поверочного расчета с помощью используемого комплекса программ, и результатов расчета суммарных характеристик и структуры течения в широком диапазоне режимов работы по расходу и частоте вращения.

Геометрические параметры лопаточного венца, выбранного для проведения численного исследования с помощью ПК AxSym_M, получены с помощью твердотельного моделирования.

Исходными данными при построении математической модели пера лопатки являются ко-

© Бойко Л.Г., Демин А.Е., Максимов Ю.П., Пижанкова Н.В., Басов Ю.Ф., 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 ординаты средней линии профиля и распределение толщины вдоль хорды в сечениях, расположенных на различных радиусах, углы установки, радиусы входных и выходных кромок, координаты меридиональных обводов проточной части и входных кромок лопаточного венца, а также величина радиального зазора.

Математическая модель содержит в себе результаты расчета суммарных газодинамических характеристик в широком диапазоне режимов по частотам вращения и расходу, сведения о структуре течения в виде изолиний параметров осредненного в окружном направлении течения: чисел Маха, давлений, температур, распределения параметров потока вдоль линий сетки в продольном и поперечном направлениях, в том числе на входных и выходных кромках лопаток.

Удобство использования данной математической модели состоит в том, что при необходимости с ее помощью оперативно могут быть проведены численные эксперименты, в том числе и параметрические исследования. Далее данный лопаточный венец может быть использован в качестве начального приближения в процессе проектирования.

2. Параметрические исследования

2.1 Объект исследования

Численные эксперименты проведены на тестовом рабочем колесе, получившим название РК0. Данное колесо обеспечивает на «расчетном» режиме по расходу при $n_{np} = 1$ степень повышения давления $\pi_{p\kappa}^* = 2.6$. На рис. 1 показана твер-

дотельная модель лопатки, выполненная с использованием современного CAD пакета.



Рис. 1. Твердотельная модель лопатки тестового рабочего колеса

Рассматриваемое перо лопатки построено с помощью перемещения прямой линии по контурам двух «опорных» сечений — втулочного и периферийного. Изменение геометрических параметров одного из сечений приводит к изменению формы лопатки в целом. Исследования проводились на «расчетном» режиме по расходу и

частоте вращения ротора ($\overline{G}_{np} = 1$, $\overline{n}_{np} = 1$).

2.2. Исследование влияния изменения стреловидности лопатки РК

На «расчетном» режиме по расходу и частоте вращения исследовано влияние на течение в тестовом РК выноса профиля лопатки против потока вдоль хорды (его стреловидности). Входная кромка профиля каждого сечения смещена относительно исходного положения вдоль линии установки в направлении противоположном течению, см. рис. 2. Величины выноса для различных сечений по высоте определялись периферийным сечением и линейной зависимостью осевой проекции выноса от радиуса. Величины смещения профилей периферийного сечения для рассмотренных вариантов лопаточных венцов приведены в таблице 1.



Рис. 2. Изменение стреловидности лопатки РК

1	аблица 1	
Смещение профилей периферийного	сечения	Ĺ

	Смещение периферийного сечения лопатки, %						
	вдоль хорды	осевое					
РКО	0.0	0.0					
РК01	4.31	2.29					
РК02	8.62	4.62					
РК03	12.93	6.93					

На рис. За показано смещение профиля периферийного сечения лопатки РК для представленных вариантов. На рис. 3 б приведены соответствующие распределения углов натекания и осевой составляющей скорости на входе в РК по радиусу. Из рисунков следует, что при пере-

- 198 -

мещении пера лопатки вдоль линии хорды против течения меняется поле скоростей потока, набегающего на лопатку. В связи с этим изменяются углы натекания, причем, чем больше смещается входная кромка лопатки, тем больше наблюдаемые отличия по углу натекания от варианта РКО. Рост углов натекания ведет к увеличению степени повышения полного давления, диффузорности течения как в периферийном, так и в срелнем сечениях и. как слелствие. к снижению запасов газодинамической устойчивости лопаточного венца. Кроме того, с ростом стреловидности снижается число Маха на входе в решетку периферийного сечения исследуемой лопатки и максимальное его значение внутри межлопаточного канала, следствием чего является некоторое увеличение КПД. Результаты расчета суммарных газодинамических параметров рабочего колеса: степени повышения полного давления π* и КПД, числа Маха в относительном движении и угла натекания на входе в решетку, числа Маха потока в абсолютном движении вблизи втулки на выхоле их РК. а также максимальное значение числа Маха в межлопаточном канале в среднем (ср) и периферийном (н) сечениях представлены в таблице 2.

Таблица 2

Газодинамические параметры рабочих колес с различной стреловидностью

	π*	η*	М _{w1 н}	і _н , град	M _{c2}	M _{wmax}
РКО	2.62	0.88	1.647	1.913	0.945	1.658
РК01	2.65	0.887	1.637	2.44	0.97	1.62
РК02	2.71	0.893	1.622	3.17	0.978	1.6
РК03	2.76	0.9	1.61	3.67	0.982	1.6

С целью сохранения угла натекания на лопатку близким к варианту РКО проведена корректировка углов установки периферийных сечений РК РК02 и РК03, в результате чего получены варианты рабочего колеса, названные ниже РК02т и РК03т соответственно.



а) профили периферийного сечения пера лопатки



На рис. 4 б представлено распределение чисел Маха вдоль периферийной линии тока для рассмотренных вариантов стреловидности (при наличии и отсутствии подворота периферийного сечения). Схема, приведенная на рис. 4 а, позволяет оценить характер смещение скачка уплотнения в межлопаточном канале.







Использование стреловидности профиля периферийного сечения при его подвороте под угол натекания (PK02m, PK03m), близкий к соответствующему углу в исходном варианте колеса (PK0), позволяет сместить скачок внутрь канала, а кроме того, весьма существенно снизить степень диффузорности течения как на периферии, так и на среднем радиусе при некотором увеличении максимального числа M_W по сравнению с вариантами без подворота профиля.

2.3. Влияние формы поверхности втулки

Проведено численное исследование влияния формы втулочной поверхности на характер течения в рабочем колесе. На рис. 5 а показаны различные варианты исполнения втулочной поверхности: 1 — выпуклая (РК0), 2 — коническая (РК0С), 3 — вогнуто-выпуклая (РК0Ѕ). Геометрические параметры пера лопатки оставались неизменными (соответствующими базовому варианту РК0). На рис. 56 приведены распределения углов натекания на лопатку РК по высоте, соответствующие этим вариантам. Из рисунка видно, что изменение исходной формы втулочной поверхности на коническию и вогнито-выпиклую существенно догружает втулочные сечения, увеличивая углы натекания в этой области, а также по всей высоте лопатки. Такое изменение обтекания втулочной поверхности является следствием перестроения потока на входе в РК.





Рис. 5. Варианты исполнения втулочной поверхности РК (а) и соответствующие им распределения углов натекания потока на лопатку по высоте РК (б)

Очевидно, что при изменении формы втулочной поверхности меняется поле скоростей набегающего потока. В связи с увеличением нагрузки во втулочных сечениях разгружаются сечения у концов лопатки. Поэтому в вариантах РКОС и РКОЅ при одном и том же расходе уменьшаются максимальные значения M_W в межлопаточном канале на периферии по сравнению с вариантом РКО.

На рис. 6 представлены распределения чисел Маха вдоль периферийной (рис. 6а) и втулочной (рис. 6б) линий тока. Следует отметить, что для вариантов РКОС и РКОЅ скорость на втулке – дозвуковая на всем протяжении РК.

При этом максимальные значения относительной скорости на периферии смещаются ко входу в межлопаточный канал, что на основании принятого допущения об осесимметричности течения позволяет предположить наличие выбитого скачка уплотнения и, соответственно, снижение запасов устойчивости колеса.



гис. о. гаспределение чисел маха вдоль линии тока в периферийном (а) и втулочном (б) сечениях при различных формах втулочной поверхности проточной части — PK0, — PK0C, — PK0S

Таким образом, для высоконапорных ступеней осевых компрессоров, имеющих малые удлинения, выбор формы втулочной поверхности оказывает существенное влияние на структуру течения по всей высоте лопатки. При этом увеличение нагрузки на втулочные сечения и радиальное перестроение потока приводят к снижению π^* в области периферии. На основании анализа значений интегральных параметров ступени можно сделать вывод о том, что для обеспечения наибольших запасов газодинамической устойчивости исследуемого рабочего колеса целесообразным является использование выпуклой формы втулочной поверхности (вариант РК0).

2.4. Влияние формы поверхности корпуса

Проведено численное исследование влияния формы поверхности корпуса на характер течения в тестовом рабочем колесе. Представленные выше расчеты выполнены для цилиндрической формы проточной части на периферии РК (вариант РК0). На рис. 7 показаны различные варианты формы поверхности корпуса РК, отличающиеся от исходного увеличением высоты лопатки по входной или выходной кромкам на 1,5% при неизменной величине радиального зазора.



Рис. 7. Форма проточной части на периферии РК

На рис. 8 представлены распределения чисел Маха вдоль периферийной линии тока на «расчетном» режиме для рассмотренных вариантов. Из рисунков следует, что форма поверхности корпуса оказывает существенное влияние на положение скачка уплотнения. Так в варианте PK20 скачок смещается в глубь межлопаточного канала.



Рис. 8. Распределение чисел Маха вдоль линии тока в периферийном сечении при различных формах проточной части корпуса



Снижение значений степени диффузорности течения в варианте PK20 по сравнению с другими вариантами иллюстрирует рис. 9. Однако, явное увеличение запасов устойчивости в этом же колесе приводит к некоторому снижению (на 5,7%) интегральной степени повышения давления. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что наличие поджатия на периферии благоприятно сказывается на устойчивости течения в этой области, однако снижает энергообмен в лопаточном венце.



Заключение

С помощью ПК AxSym М [1] проведено исследование влияния изменения стреловидности лопаток и формы меридиональных обводов втулочной и периферийной поверхности. Относительная простота схематизации течения при отключении влияния концевых эффектов позволяет оценить влияние изменения формы втулочной и периферийной поверхностей на перестроение течения в различных по высоте лопатки сечениях на «расчетном» режиме и определить целесообразное направление совершенствования существующих рабочих колес. Для более точной оценки параметров течения при модификации геометрии лопатки может быть использован алгоритм, позволяющий получить более детальное описание течения.

Перечень ссылок

1.Басов Ю.Ф.Совершенствование метода расчета течения в высоконапорной компрессорной ступени / Ю.Ф.Басов, Л.Г.Бойко, А.Е.Демин// Авиационно-космическая техника и технология. – 2009.– №2/59.– С. 63–68

2.Басов Ю.Ф.Расчетное исследование течения в сверхзвуковом рабочем колесе / Ю.Ф.Басов, Н.В.Пижанкова// Авиационно-космическая техника и технология. – 2009.– №2/59.– С. 77–81.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Л.Г. Бойко, О.Е. Дьомін, Ю.П. Максімов, Н.В. Піжанкова, Ю.Ф.Басов. Вплив зміни геометричних параметрів високонапіврного робочого колеса осьового компресора на його газодинамічні характеристики

Представлені результати чисельного дослідження за допомогою програмного комплексу AxSym M впливу на структуру течії у високонапірному робочому колесі (PK) осьового компресора стрілоподібності лопатки і форми меридіональних обводів проточної частини. Показано, що зсув лінії центрів ваги профілів периферійного перетину уздовж лінії хорди в напрямі, протилежному течії, дозволяє зменшити в порівнянні з початковим варіантом PK значення Mw на вході і його максимальне значення в міжлопатковому каналі, що приводить до підвищення ККД. Використання конічної та S-подібної форми поверхні втулки дозволяє підвищити навантаженість навколовтулочних перетинів, а підтискання потоку за рахунок форми поверхні корпусу дозволяє змінювати положення стрибка ущільнення значення в міжлопатковому каналі і степінь дифузорності течії.

Ключові слова: високонапірне робоче колесо осьового компресора, чисельне дослідження, стрілоподібгість лопатки, меридіональні обводи.

L.G. Boyko, A.E. Diomin, Yu.P. Maximov, N.V. Pizhankova, Yu.F. Basov. Axial compressor high pressure rotor blade geometrical parameters change influence on its gasdynamics performances

Results of numeral research by the program complex of $AxSym_M$ influence on the highpressure axial compressor rotor flow structure the sweep rotor blade and forms of its meridional setting are presented. It is shown, that displacement of line of tip section profile gravity centers along the chord line in the flow opposite direction allows to decrease on comparison with by the initial rotor variant value M_w on the entrance and its maximal value in the blade to blade passage, that results in the rise of efficiency. The use of conical and S-shaped forms of hub surface allows to increase hub sections loading, and the flow prepressure due to the form of the case surface allows to change position of compression shock in the blade to blade passage and diffuse flow degree.

Keywords: high-pressure axial compressor rotor, numerical research, sweep rotor blade, meridional setting.

УДК 621. 452.3:621.515

Л.Г. Бойко, Е.С. Барышева

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСЗВУКОВОГО ТЕЧЕНИЯ В ВЫСОКОНАПОРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Представлено исследование трансзвукового течения в модельном осерадиальном рабочем колесе высоконапорного центробежного компрессора с промежуточными лопатками с помощью метода поверочного расчета и соответствующего программного комплекса AxCBm, разработанных в Национальном аэрокосмическом университете «ХАИ». Получена структура течения и суммарные характеристики рабочего колеса. Представлено сопоставление результатов расчета с опытными данными и результатами расчетов других авторов. Приведены результаты модернизации геометрических параметров модельного рабочего колеса.

Ключевые слова: высоконапорный центробежный компрессор, промежуточные лопатки, метод расчета осесимметричного до- и трансзвукового течения, суммарные характеристики, структура течения.

Введение

В современном газотурбостроении широкое применение находят центробежные ступени, имеющие пространственное профилирование осерадиальных лопаток рабочих колес. Ступени такого типа отличают высокие значения степени повышения давления, большие расходы рабочего тела, что определяет появление транс- и сверхзвуковых скоростей в межлопаточных каналах рабочих колес (PK) и лопаточных диффузоров.

Возможность численного моделирования течения в таких ступенях позволяет существенно снизить затраты на их проектирование, доводку и дальнейшую модернизацию.

В статье представлены результаты исследования трансзвукового течения в модельном осерадиальном рабочем колесе высоконапорного центробежного компрессора и его модернизации.

1. Метод расчета

Для проведения исследования использован метод поверочного расчета параметров осесимметричного течения в высоконапорных центробежных компрессорных ступенях с осерадиальными лопатками рабочих колес [1]. Данный метод и соответствующий ему программный комплекс (ПК) АхСВт разработаны в Национальном аэрокосмическом университете им.М.Е.Жуковского «ХАИ» и позволяют определять суммарные характеристики ступени и структуру осредненного в окружном направлении трансзвукового течения, учитывать влияние отбора рабочего тела из проточной части и поля параметров потока на входе. В основу метода положено решение системы уравнений Эйлера, записанной в стационарной форме с использованием представления о функции тока. Задача решается в обобщенной криволинейной системе координат. Дифференциальные уравнения для функции тока аппроксимируются конечно-разностными уравнениями второго порядка точности.

Для учета проявления вязких эффектов течения используются обобщенные полуэмпирические зависимости для определения значений углов отставания потока в решетках профилей и коэффициентов потерь, соответствующие исследуемому диапазону скоростей течения в высоконапорных ступенях.

Данный метод относится к новому поколению методов расчета осесимметричного течения. Его характерными особенностями являются использование разностных схем, обеспечивающих второй порядок точности, достаточно подробных расчетных сеток, позволяющих детально описывать поверхность лопаточных венцов и меридиональных обводов, проводить расчет течения в межлопаточных каналах, а также осуществлять учет влияния отбора рабочего тела из проточной части ступени.

2. Расчетное исследование трансзвукового течения

В качестве объекта исследования рассмотрено модельное осерадиальное рабочее колесо высоконапорного центробежного компрессора, представленное в работе [2].

На «расчетном» режиме при частоте вращения n=50000 об/мин и расходе рабочего тела

© Л.Г. Бойко, Е.С. Барышева, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011 $G_{\rm B} = 2,55$ кг/с это колесо обеспечивает степень повышения давления $\pi^*_{\rm pk} = 6,1$ и изоэнтропический КПД $\eta^*_{\rm pk} = 0,84$. Рассматриваемое рабочее колесо имеет промежуточные лопатки (splitter), образованные путем укорачивания основных лопаток РК на 30% осевой протяженности от плоскости входа. Твердотельная модель компрессора представлена на рис.1.



Рис.1. Пространственная модель исследуемого компрессора

Применение «сплиттеров» в таких PK обусловлено необходимостью обеспечения безотрывного обтекания лопаток колеса при высокой напорности, а также предотвращения запирания межлопаточных каналов на входном участке при больших скоростях потока.

С помощью ПК АхСВт проведено численное моделирование течения в рабочем колесе в широком диапазоне режимов по расходу. Все расчеты течения выполнены при стандартных атмосферных условиях на входе. На рис.2 представлена суммарная характеристика колеса в виде зависимостей степени повышения полного давления и КПД от расхода, полученная расчетным путем (сплошная линия), в сопоставлении с опытными данными (маркер) и результатами расчетов других авторов, приведенных в работе [2]. Сопоставление результатов эксперимента и расчетного исследования с помощью ПК АхСВт показало их удовлетворительное согласование.

Использование данного программного комплекса позволяет расчетным путем получать поля параметров потока в проточной части. Высокая степень повышения давления приводит к весьма сложной структуре течения в рабочем колесе. На рис.3 представлены изолинии чисел Маха в исследуемом РК на «расчетном» режиме $\bar{n}_{np} = 1,0$ и $G_{\rm B} = 2,55$ кг/с. На входной кромке вблизи покрывного диска наблюдается сверхзвуковая область с числами Маха, достигающими значения $M_{\rm wl} = 1,34$. Аналогичная область меньшей интен-

сивности образуется и вблизи покрывного диска около входных кромок промежуточных лопаток. По характеру приведенных изолиний их входная граница (пунктирная линия) определяется достаточно точно: здесь имеет место локальное ускорение потока по всей высоте лопатки, а также его разгон до сверхзвуковых скоростей ($M_w \approx 1,1$) в периферийной области. На выходе из РК вблизи покрывного диска наблюдается область торможения, скорости падают, следствием чего является перекос потока (вблизи основного диска M_{w2} =0,67, покрывного диска — M_{w2} =0,25).



Описанный выше характер изменения скоростей подтверждается представленными на рис.4 распределениями чисел Маха вдоль продольных линий расчетной сетки вблизи основного ($\bar{h} = 0$) и покрывного ($\bar{h} = 1$) дисков, а также на средине высоты лопатки $\bar{h} = 0,5$.

На рис.5 представлены распределения по высоте лопатки углов потока на входе в рабочее колесо, полученные в эксперименте [2], в сопоставлении с результатами расчетов с помощью ПК АхСВт, а также с использованием 3D подходов, приведенными в работе [2]. Показанное на рисунке распределение геометрических углов входа лопатки по высоте канала позволяет отметить наличие положительного угла натекания, который вблизи втулочной поверхности на «расчетном» режиме достигает 20 град, что может обусловливать отрыв потока и значительный рост потерь.



Рис. 3. Изолинии чисел Маха в проточной части рабочего колеса на «расчетном» режим



С целью улучшения обтекания рабочего колеса проведена модернизация профиля лопатки. Уменьшение угла натекания достигнуто путем коррекции геометрического угла входа лопатки в привтулочной области на 10,2 град в сторону рикрытия межлопаточного канала и изменения



Рис. 4. Распределения чисел Маха вдоль продольных линий сетки на «расчетном» режиме
 — h = 0; — h = 0,5; — h = 1

формы срединной поверхности лопатки. На рис. 6 представлены распределения геометрических углов вдоль обводов проточной части для модернизированного варианта (синий цвет) в сопоставлении с исходным (красный цвет). Сопоставление лопаток рабочих колес показано на рис. 7.





——, — по периферии; — , — , — по втулке



Рис.7. Твердотельная модель основной лопатки рабочего колеса: - исходный вариант;

модернизированный вариант

На рис. 8 приведены суммарные характеристики исходного и модернизированного вариантов рабочего колеса. Следует отметить, что проведенная коррекция формы лопатки привела к смещению характеристики колеса в область меньших расходов при повышении КПД на 0,7% на «расчетном» режиме.

Коррекция геометрических углов профиля в привтулочной области на входе в рабочее колесо привело к существенному снижению угла натекания вблизи основного диска на «расчетном» режиме и улучшению обтекания входных кромок лопаток РК (см.рис.9). При этом уменьшение площади проходного сечения межлопаточного канала в области входных кромок промежуточных лопаток привело к перераспределению параметров потока, росту скоростей на периферии, а также определило смещение суммарных характеристик.







Рис. 9. Распределение углов натекания на лопатки РК по высоте канала на «расчетном» режиме

исходный вариант;

- модернизированный вариант

Заключение

В статье приводится анализ течения в высоконапорном рабочем колесе центробежного компрессора. Результаты расчетов сопоставлены с опытными данными, получено их удовлетворительное согласование и показана возможность совершенствования ступеней путем модернизации геометрических параметров лопаток с помощью ПК АхСВт.

Перечень ссылок

1. Барышева Е.С. Метод расчета течения в центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками/ Е.С.Барышева, Л.Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология. - 2007.- №.1(37) - С.45-51.

2. EisenlohrG. Investigations of the Flow Through a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller / G.Eisenlohr, H.Krain, F.-A.Richter, V.Tiede // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea and Air. – (June 3-6, 2002). – Amsterdam, The Netherlands. (GT2002-30394). – 9 p.

Поступила в редакцию 20.06.2011

Л.Г.Бойко, О.С.Баришева. Дослідження трансзвукової течії у високонапірному відцентровому робочому колесі

Представлено дослідження трансзвукової течії в модельному осьорадіальному робочому колесі високонапірного відцентрового компресора з проміжними лопатками за допомогою методу перевірочного розрахунку та відповідного програмного комплексу AxCBm, розробленого в Національному аерокосмічному університеті «XA». Отримана структура течії та сумарні характеристики робочого колеса. Представлено зіставлення результатів розрахунку з експериментальними даними та результатами розрахунків інших авторів. Наведені результати модернізації геометричних параметрів модельного робочого колеса.

Ключові слова: високонапірний відцентровий компресор, проміжні лопатки, метод розрахунку осьосиметричної до- і трансзвукової течії, сумарні характеристики, структура течії.

L.G.Boyko, E.S.Barysheva. Transonic flow research in high-pressure centrifugal impeller

Transonic flow research of in the high-pressure centrifugal compressor model axial-radial impeller with the splitters by the prediction calculation method and the proper program code AxCBm developed in the National Aerospace University «KhAI» is presented. The flow structure and summary performances of impeller are obtained. The comparison of computational results with the experimental data and other authors computational results is presented. The model impeller geometry parameters modernization results are shown.

Key words: high-pressure centrifugal compressor, splitters, sub- and transonic axisymmetric flow calculation method, summary performances, flow structure.

УДК 621.43.031.3

С.А. Алехин¹, В.П. Герасименко², Е.Н. Овчаров¹, В.А. Опалев¹

¹ Казенное предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина ² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Украина

ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОЯРУСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦБК

Рассмотрены основные проблемы повышения напоров центробежных компрессоров. Представлен анализ влияния числа рабочих лопаток, относительного диаметра входа и угла выхода лопатки β_{2π} на коэффициент мощности. Дано обоснование увеличения коэффициента мощности за счет применения многоярусных рабочих колес. Предложены рекомендации оптимального проектирования многоярусных рабочих колес ЦБК. Приведены результаты исследований двух- и трехъярусных рабочих колес в составе ЦБК. Переход к многоярусным колесам позволил повысить напор и КПД центробежных компрессоров. Применение таких рабочих колес существенно улучшает турбонаддув дизелей.

Ключевые слова: центробежный компрессор, коэффициент мощности, турбонаддув, дизель, оптимизация.

Введение

Высокие значения коэффициентов напора центробежных компрессоров (ЦБК) — одно из основных преимуществ их в сравнении со ступенями осевых компрессоров, благодаря которому определяются области целесообразного применения ЦБК. Области применения ЦБК также расширяются по мере развития газотурбинной техники и в частности газотурбинного наддува дизелей.

Формулирование проблемы

Сдерживающим фактором в широком применении ЦБК часто остаются сравнительно невысокие значения их КПД. Повышение напорности ЦБК за счет увеличения окружной скорости рабочих лопаток имеет ограничение по снижению КПД компрессора из-за проявления волновых потерь. Поэтому поиск путей одновременного повышения КПД и коэффициентов напора ЦБК – одна из наиболее актуальных задач.

Целью данной статьи является повышение напорности ЦБК за счет применения многоярусных рабочих колес (РК). Напорность РК ЦБК однозначно зависит от коэффициента мощности

 $\mu = C_{2u}/C_{2u\infty}$, характеризующего отставание потока из-за возникновения «осевого вихря», направленного противоположно вращению РК. Этот коэффициент более удобен для использования в сравнении с углами отставания потока δ , применяемыми в осевых компрессорах, независимо от наличия вращения решетки профилей, что принципиально отличает ЦБК от осевых компрессоров.

Результаты исследования

Используя модель «Осевого вихря» А.Стодола один из первых получил формулу для идеальной жидкости [1].

© С.А. Алехин, В.П. Герасименко, Е.Н. Овчаров, В.А. Опалев, 2011 - **208** -

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z} \frac{\sin \beta_{2\pi}}{1 - \varphi_{2\pi} ctg \beta_{2\pi}},\tag{1}$$

которая для колес с радиальными лопатками ($\beta_{2_{\pi}} = 90^{\circ}$) сводится к виду:

$$\mu = 1 - \pi/z . \tag{2}$$

В отличие от этих формул в формулах К.Пфлейдерера, Г.Ф.Проскуры и др. [1,2] показано влияние в явном виде на величину μ отношения диаметров входа и выхода из РК $\overline{D}_1 = D_1/D_2$. Формулы Пфлейдерера и Проскуры кроме того дают симметричную зависимость коэффициента μ относительно радиального направления лопаток на выходе ($\beta_{2,n} = 90^\circ$). Это означает, что как у реактивных ($\beta_{2,n} < 90^\circ$), так и у активных ($\beta_{2,n} > 90^\circ$) колес с одинаковыми углами наклона лопаток к тангенциальному направлению коэффициенты μ одинаковы. Однако значения μ для реактивных колес выше, чем для активных независимо от \overline{D}_1 , *z* и режима работы. Повышение КПД за счет оптимизации угла

 $\beta_{2,n}$ хотя и позволяет иногда достичь положительного эффекта при загнутых назад рабочих лопатках ($\beta_{2,n} < 90^{\circ}$), однако, некоторое снижение при этом напорности ЦБК, а также технологические, прочностные и другие преимущества радиальных лопаток привели к более широкому применению колес с такими лопатками.

Детальный анализ показывает [3,4,5], что относительный диаметр \overline{D}_1 по разному влияет на коэффициент μ в зависимости от числа лопаток z и диапазона изменения этого отношения диаметров D₁/D₂. Для радиальных колес ($\beta_{2a} = 90^{\circ}$) с малым числом лопаток наблюдается сильное влияние \overline{D}_1 на коэффициент во всем диапазоне возможных значений отношения диаметров ($0,4 < D_1/D_2 < 1,0$). С увеличением числа лопаток до z = 40...50 этот диапазон сокращается до 0,7...1,0, а при z = 100 – 0,85...1,0. При значениях \overline{D}_1 , меньших указанных диапазонов, величина μ мало зависит от отношения диаметров. Причем с увеличением z эта зависимость ослабевает.

Для ЦБК с радиальными рабочими лопатками часто рекомендуют формулу П.К.Казанджана [3]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}}.$$
 (3)

Графическое представление этой зависимости показано на рис. 1.





При числе лопаток z > 14...16 коэффициент μ практически не зависит от отношения диаметров в диапазоне $D_1/D_2 \le 0.5$, что может быть пояснением отсутствия этого отношения в формуле А.Стодолы.

Относительный диаметр входа \bar{D}_1 и число лопаток PK z характеризуют густоту решетки $\frac{b}{t_1} = \frac{bz}{\pi D_1}$. Влияние густоты на коэффициент μ , получаемой увеличением числа лопаток z или уменьшением относительного диаметра входа \bar{D}_1 различно. Число лопаток z является основным фактором, влияющим на коэффициент μ . Увеличение z, даже при уменьшении \bar{D}_1 , т.е. при

очень больших густотах, приводит к увеличению коэффициента µ. И только при очень больших числах лопаток влияние z практически прекращается. Указанное влияние объясняется тем, что при увеличении числа лопаток уменьшается шаг решетки (ширина канала на выходе колеса) и, соответственно, неравномерность скоростей. Влияние же относительного диаметра входа \overline{D}_1 на коэффициент µ практически сказывается только при сравнительно малых густотах. Изменение \overline{D}_1 при густотах b/t₁ > 1,8 на режимах $u_2/c_{2r} = 10...20$ не приводит к изменению μ [4,5]. Критические густоты, при которых еще не наблюдается заметного снижения коэффициента μ равны b/t₁ = 1,8...1,9. При таких густотах значение µ отличается от максимального не более чем на 0,5%. Уменьшение густоты ниже указанной приводит к резкому увеличению углов отставания и, соответственно, к падению µ. В пределе, когда $\bar{D}_1 \rightarrow 1,0$ абсолютная скорость на выходе из колеса также как и на входе, направлена радиально ($c_{2\mu} = 0$) и следовательно $\mu \to 0$. Таким образом, падение коэффициента µ начинается с относительного диаметра \overline{D}_1 , который соответствует некоторой густоте $b/t_1 =$ 1,8...1,9, не зависящей от числа лопаток z.

Коэффициент µ растет с увеличением числа z и хорды b (длины) лопаток. Чем меньше длина хорды рабочих лопаток и чем больше шаг t - расстояние между лопатками (чем меньше число лопаток), тем больше отставание относительной скорости потока на выходе из колеса, вызванное наличием «осевого вихря», уменьшающим коэффициент µ. С другой стороны увеличение числа лопаток и их хорды, направленное на повышение коэффициента µ, приводит к снижению КПД компрессора из-за роста потерь на трение воздуха о поверхности лопаток. Поэтому целесообразна постановка задачи поиска условий получения максимума коэффициента при минимальной поверхности лопаток (густоте РК), обеспечивающей минимальные гидравлические потери.

Характер изменения $\mu(\bar{D}_1)$ на рис.1 и в работах [4,5] при разных числах лопаток z отличается тем, что указанные зависимости претерпевают резкое изменение от значений $\mu_{max} \approx \text{const}$ на участках $\bar{D}_1 < \bar{D}_{1 \text{пред}}$ с понижением μ при $\bar{D}_1 > \bar{D}_{1 \text{пред}}$. Такое предельное значение относительного диаметра входа $D_{1 \text{пред}}$ соответствует густоте одноярусного колеса $b/t_1 \approx 1,8$ независимо от числа лопаток и реактивности колес [4,5],

где $t_1 = \pi D_{1\,\text{пред}} \, / z$. Таким образом, согласно исследованиям [4,5] при густотах $b/t_1 \geq 1,8$ или относительных диаметрах входа достигаются максимально возможные значения коэффициента мощности μ одноярусных рабочих колес ЦБК.

В работе [1] в качестве критериальной величины, обеспечивающей требуемые коэффициенты мощности, близкие к максимальным значениям, было предложено выбирать густоты рабочих колес по формуле

$$b/t_2 = \frac{z}{2\pi \sin\beta_{2\pi}} (1 - D_1/D_2), \qquad (4)$$

которая связывает эти три параметра: b/t, z и D_1/D_2 . То есть влияние числа лопаток и отношения диаметров на коэффициент µ обеспечивается посредством их сочетания в виде густоты решетки. При густых РК с разным числом лопаток коэффициенты мощности могут быть одинаковыми. Однако применение густых колес для повышения значений сопровождается увеличением потерь на трение. С другой стороны, при уменьшении густоты происходит более интенсивное нарастание пограничного слоя на ограничивающих межлопаточные каналы поверхностях из-за увеличения угла раскрытия диффузора, и как следствие, возрастают потери, связанные с диффузорностью. Поэтому существует оптимальная густота решетки, при которой суммарные потери ожидаются минимальными [1].

Согласно данным Б.Эккерта диапазон оптимальных густот составляет (b/t)_{опт} ≈ 2,2...2,8. Для этого диапазона существует формула Эккерта по определению оптимального числа рабочих лопаток ЦБК в зависимости от относительного диа-

метра D_1/D_2 и суммы углов $(\beta_{2\pi} + \beta_{1\pi})$ [2].

Эффективным средством повышения коэффициента µ с оптимизацией КПД является применение многоярусных РК [1]. Переход к многоярусным РК за счет применения промежуточных укороченных лопаток, на которых снижаются потери на трение, позволяет получить максимально возможное значение коэффициента, соответствующее числу лопаток в наружном ярусе колеса, но при более высоком значении КПД из-за уменьшения поверхности трения укороченных лопаток. Относительные диаметры входа в соответствующий ярус предлагается определять по формуле

$$\overline{D}_{1} = \frac{1}{1 + \frac{3,6\pi}{7}}$$
(5)

при кратном изменении числа лопаток с обеспечением одинаковых густот b/t = 1,8, рассчитанных по этим числам и предельным значениям диаметров входа в ярус $\overline{D}_{1 \text{пред}}$, указанном выше. На рис.1 такие диаметры соответствуют началу быстрого падения коэффициента мощности при z = const и увеличении координаты D_1/D_2 .

Такой подход получения двух- и трехъярусных осерадиальных РК ЦБК был применен в данной работе при создании агрегатов турбонаддува транспортных дизелей. Основные конструктивные параметры испытанных колес представлены в таблице1.

Таблица 1.	Основные параметры	РК испытанных	компрессоров
------------	--------------------	---------------	--------------

	Компрессоры наддува						
Параметр	двухтактных транспортных дизелей						
	3ТД-1	3ТД-2	3ТД-3	6ТД-1	6ТД-2Е		
Расчетная степень повышения давления π_κ^*	2,07	2,5	3,44	3,37	3,6		
Коэффициент напора Н	0,71	0,712	0,748	0,71	0,755		
Расчетный КПД компрессора η_{κ}^*	0,8	0,8	0,8	0,79	0,805		
Наружный диаметр колеса D ₂ , м	0,18	0,205	0,22	0,24	0,24		
Количество ярусов лопаток	2	2	3	2	3		
Количество лопаток первого яруса ВНА	11	11	10	14	11		
Количество лопаток второго яруса	22	22	20	28	22		
Количество лопаток третьего яруса	-	-	40	-	44		
Отношение диаметров: D'_{1cp}/D_2	0,484	0,421	-	0,5	-		
D_{1cp}'/D_2	-	-	0,615	-	0,646		
Густота решетки b/t ₂	1,8	2,028	2,45	2,23	2,48		
Экспериментальное значение µ	0,865	0,867	0,909	0,879	0,914		
Расчет µ по формуле (3)	0,87	0,878	0,908	0,893	0,911		

Повышению КПД компрессора при увеличении числа ярусов РК способствует не только уменьшение поверхности трения лопаток и достижение оптимальных густот решеток, но и окружное выравнивание потока за РК, улучшающее аэродинамику в безлопаточном и лопаточном диффузорах. Подтверждением такого улучшения является сопоставление на рис. 2 напорных характеристик двух компрессоров с двухъярусным (пунктирные линии) и трехъярусным (сплошные линии) РК. Из рисунка видно, что ЦБК с трехъярусным РК (рис.3) дизеля ЗТД-3 имеет более широкую характеристику, чем ЦБК дизеля ЗТД-2 с двухъярусным РК. Более широкая характеристика ЦБК агрегата турбонаддува существенно улучшает эксплуатационную характеристику дизеля.







Рис. 3. Трехъярусное рабочее колесо компрессора

Положительным примером является применение трехъярусного РК ЦБК на дизеле 6ТД-2Е вместо двухступенчатого осецентробежного компрессора [6].

Заключение

Переход к двух- и трехъярусным рабочим колесам центробежных компрессоров заметно (на 24%) повышает их напор и КПД.

Применение многоярусных РК ЦБК для наддува дизелей существенно улучшает характеристики агрегата наддува и дизеля в целом [7]. Предложенные рекомендации позволяют оптимизировать геометрические размеры многоярусных РК и являются современным методическим руководством к существующей справочной литературе [8].

Перечень ссылок

1. Герасименко В.П. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора /В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус //Авіаційнокосмічна техніка і технологія: зб. наук. пр. Двигуни та енергоустановки. – Х.: ХАЇ. – 2001. – Вип.26. – С.75–78.

2. Вейснер. Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов /Вейснер //Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установ-ки. – 1967. – Т.89, №4. – С.123–138.

3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин /К.В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 611с.

4. Черняк А.П. Зависимость коэффициента реактивного колеса центробежного насоса от его геометрических параметров и режима работы А.П. Черняк.//Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1966. – №1. – С.176–203.

5. Черняк А.П. Влияние геометрических параметров и режима работы на величину коэффициента рабочего колеса центробежного насоса / А.П. Черняк //Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1968. – №3. – С.108–128.

6. Алехин С.А. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей /С.А. Алехин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов //Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.76-80.

7. Рязанцев Н.К. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей / Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов //Двигатели внутреннего сгорания. – 2001. – Вып.26. – С.70-77.

 Турбокомпрессоры для наддува дизелей.
 Справочное пособие. – Л.: Машиностроение. – 1975. – 200с.

Поступила в редакцию 26.05.2011

С.О. Альохін, В.П. Герасименко, Е.М. Овчаров, В.А. Опалєв. Оптимізація багатоярусних робочих коліс ВЦК

Розглянуто основні проблеми підвищення напору відцентрового компресора. Наведений аналіз впливу числа робочих лопаток, відносного діаметра входу та кута виходу лопатки на коефіцієнти потужності. Дається обґрунтування збільшення коефіцієнта потужності за рахунок застосування багатоярусних робочих коліс. Запропоновані рекомендації оптимального проектування багатоярусних робочих коліс ВЦН. Наведені результати досліджень дво- і триярусних робочих коліс у складі ВЦК. Перехід до багатоярусних коліс дозволяє підвищити напір і ККД відцентрових компресорів. Застосування таких робочих коліс суттєво покращує турбонаддув дизелів.

Ключові слова: відцентровий компресор, коефіцієнт потужності, турбонаддув, дизель, оптимізація.

S.A.Alyokhin, V.P. Gerasimenko, E.N.Ovcharov, V.A.Opalev. Optimization of centrifugal compressor many-tier impellers

The main problems of increase of pressures of centrifugal compressors are considered. The analysis of influence of blades number, relative inlet diameter and a blade outlet angle on a power factor is presented. The substantiation of increase of a power factor due to application of many-tier impellers is given. Recommendations on optimum designing are offered. Results of researches of two- and three-tier impellers in a structure of a centrifugal compressor are presented. Transition to many-tier impellers has allowed increasing a pressure and efficiency of centrifugal compressors. Application of such impellers considerably improves a turbo-supercharging of diesel engines.

Key words: centrifugal compressor, power factor, turbo-supercharging, diesel engine, optimization.

УДК 629.735.45:621.834

Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Е.В. Кожаринов, А.М. Плущевский ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», ОАО «Камов», Россия

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В КОНЦЕНТРАТОРАХ НАПРЯЖЕНИЙ ВАЛОВ НЕСУЩИХ ВИНТОВ ВЕРТОЛЕТОВ

Представлены результаты исследования напряженного состояния вала несущего винта вертолета Ка-32. Проведено сравнение методов фотоупругости и МКЭ в исследовании напряженного состояния концентраторов напряжений трубчатых валов. Показана возможность использования современных численных методов для оптимизации формы концентраторов напряжений в высоконагруженных валах несущих винтов. Полученные результаты и зависимости коэффициентов концентрации напряжений от геометрии неоднородных участков могут быть использованы для увеличения ресурса и повышения надежности главных редукторов вертолетов.

Ключевые слова: вертолет, вал несущего винта, концентрация напряжений, метод фотоупругости.

Введение

Валы несущих винтов (HB) вертолетов относятся к наиболее ответственным деталям главных редукторов вертолетов, разрушение которых в полете приводит к катастрофическим последствиям. Проектирование валов HB современных вертолетов требует совершенствования расчетных и экспериментальных методов подтверждения их прочности и обоснования безопасного ресурса.

Экспериментальные исследования валов HB главных редукторов вертолетов показали, что разрушения начинаются с наружной поверхности валов в зоне расположения различных концентраторов напряжений и имеют усталостный характер.

Характерной конструктивной особенностью валов верхних НВ большинства моделей вертолетов соосной схемы является наличие сквозных пазов под установку осей ползунов, с помощью которых осуществляется управление верхним и нижним несущими винтами.

Оценка сложного напряженного состояния в местах концентрации напряжений с применением современных методов расчетов является актуальной задачей, направленной на повышение надежности и ресурса редукторов вертолетов и двигателей.

1. Методы оценки прочности валов

На валы НВ вертолетов действуют статический и переменный крутящий момент, статический и переменный изгибающий момент и статические и переменные осевые нагрузки.

На практике при усталостных испытаниях валов НВ, совместное действие растягивающих и

© Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Е.В. Кожаринов, А.М.Плущевский, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

изгибающих сил, крутящего и изгибающего моментов заменяют приложением только эквивалентного по воздействию крутящего момента, изменяющегося по ассиметричному (пульсирующему) циклу.

На вертолете Ка-32 с двумя соосными несущими винтами противоположного вращения, наиболее нагруженным является вал верхнего несущего винта (BHB).

При усталостных испытаниях разрушения образцов вала ВНВ происходили в результате возникновения усталостных трещин в зоне скруглений прямолинейного участка сквозного паза для оси ползуна (рис.1).



Рис. 1. Усталостное разрушение вала верхнего несущего винта

Использование табличных значений коэффициентов концентрации [1] при определении максимальных значений напряжений приводило к заниженным результатам, т.к. при последующей экспериментальной оценке усталостной прочности вала на стенде поломки вала при расчетной нагрузке не соответствовали расчетному числу циклов нагружения. Для оценки НДС в районе пазов проводились экспериментальные исследования отсеков вала ВНВ с пазами вертолета Ка-32 с использованием тензометрирования и поляризационно-оптического метода (ПОМ).

Тензометрирование, вследствие большой базы тензорезисторов, усредняет величину местных напряжений в районе паза и не позволяет достаточно точно оценить местные напряжения, а, следовательно, и концентрацию напряжений.

Метод фотоупругости является более точным экспериментальным средством анализа картины сложного напряженного состояния. Исследование НДС модели отсека вала ВНВ со сквозным пазом вертолета Ка-32, выполненной из эпоксидной смолы, с помощью ПОМ, позволило оценить величину концентрации напряжений отдельно для случаев приложения изгибающего и крутящего моментов. Полученные коэффициенты концентрации напряжений ($\alpha_{\sigma} = 1.7, \alpha_{\tau} = 5.2$) были использованы при расчетах на прочность вала BHB. Сложность в применении ПОМ не позволила провести лостаточное количество экспериментов на моделях валов с различными вариантами формы концентраторов напряжений, чтобы установить расчетные зависимости коэффициента концентрации от формы пазов.

Для изучения реальной картины напряженного состояния и определения величины максимальных напряжений было проведено расчетное исследование вала ВНВ с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и сравнение с результатами, полученными методом фотоупругости и стендовыми испытаниями валов. Использование МКЭ позволяет произвести поиск оптимальной геометрической формы паза вала ВНВ.

2. Исследование НДС стандартных концентраторов напряжений

МКЭ является наиболее часто используемым методом оценки напряженно-деформированного состояния деталей машин. Для оценки точности метода и его тарировки были проведены, с помощью программного пакета ANSYS, сравнительные расчеты для моделей стандартных образцов - пластины со сквозными и глухими отверстиями (рис. 2), ранее исследованных с помощью ПОМ. Рассматривалась задача растяжения стальной пластины в статической постановке, имеющей в среднем сечении два отверстия диаметром d = 0.8t - сквозное и глухое, глубиной 0,5t, где t - толщина пластины. В результате было обнаружено расхождение в результатах для глухого отверстия: теоретический коэффициент концентрации нормальных напряжений на стенке глухого отверстия, определенный с помощью методов фотоупругости составляет $\alpha_{\Pi OM} = 1,6,$ в то время как МКЭ дает значение $\alpha_{MKP}=2,1$.

Но, более существенным моментом является возникновение очага высокой концентрации напряжений по краям дна отверстия, где максимальные значения первых главных напряжений выше, чем на стенках сквозного, а коэффициент концентрации достигает значения $\alpha_{MK\Im} = 2,9$. Такое различие результирующих картин напряженного состояния объясняется тем, что при использовании ПОМ происходит усреднение напряжений по глубине летали. т.е. нельзя точно прослелить изменение картины напряженного состояния вглубь сечения. Из картины НДС, полученной средствами ANSYS (рис. 2), концентрация на стенке глухого отверстия имеет локальный характер у вершины отверстия, в то время как для деталей со сквозным отверстием напряженное состояние не изменяется по толщине детали.



Рис. 2. НДС пластины с глухим и сквозным отверстиями в разрезе.

Разница в результатах, полученных ПОМ и расчетом МКЭ, составила всего 2% ($\alpha_{\Pi OM} = 2,71$; $\alpha_{MK\Im} = 2,76$). Концентрация напряжений на дне глухого отверстия локализуется в пределах одного сечения, что просто не позволяет обнаружить ее с помощью ПОМ без охлаждения и последующей разрезки модели на фрагменты. Для этого необходимо применять специальные поляризационные схемы, что значительно усложняет эксперимент.

Для установления взаимосвязи между геометрией концентратора и значением коэффициента концентрации, с целью использования в инженерных расчетах, на ОАО «Камов» был проведен ряд исследований трубчатых образцов валов с глухими и сквозными отверстиями с применением ПОМ. На образцах исследовалось напряженное состояние при кручении в зависимости от глубины и диаметра отверстия. Использовалась перископическая поляризационная схема. После замораживания модели повергались внутренней проточке, что должно было позволить получить не только усредненное, но и местное напряженное состояние на наиболее нагруженной поверхности вала. Однако и в этом случае не было обнаружено пика напряжений по краю дна глухих отверстий. При сравнении результатов эксперимента с расчетами в ANSYS было получено расхождение в значениях коэффициента концентрации, которое отображено на графике зависимости коэффициента концентрации по касательным напряжениям от глубины отверстия в трубчатом вале (рис. 3).



Рис. 3. Зависимость теоретического коэффициента концентрации от глубины отверстия h

Как видно из графика, чем меньше глубина отверстия тем больше расхождение результатов расчета и эксперимента, а концентрация на дне отверстия, превышающая значения на стенке, поляризационным методом не обнаруживается, что также объясняется несовершенством метода фотоупругости при исследовании сложного напряженного состояния в концентраторах с неоднородной геометрией.

Проведенное сравнение позволило оценить эффективность использования МКЭ для расчета напряженного состояния на геометрически неоднородных участках валов НВ. Это дает возможность проведения оптимизации геометрии пазов вала ВНВ вертолета Ка-32 с целью снижения коэффициента концентрации касательных напряжений.

3. Исследование напряженного состояния и оптимизация геометрии паза в валах НВ

Для оценки напряженного состояния вала ВНВ в районе сквозных пазов были проведены исследования оптимальной формы паза как методами фотоупругости, так и с помощью МКЭ. Важным результатом, в том числе и для последующего проектирования высоконагруженных валов, является установление того факта, что форма канавки с радиусом скругления, равным половине ширины канавки не является оптимальной.

Область скругления имеет высокие градиенты напряжений, что свидетельствует о работе паза в сложном знакопеременном режиме. Проведенные ранее исследования методами фотоупругости (рис.4) показали, что наиболее целесообразно с точки зрения уменьшения коэффициента концентрации напряжений стремиться к эллиптическому или параболическому профилю зоны скругления, что позволило бы снизить концентрацию напряжений приблизительно на 15 % как при кручении, так и при изгибе.



Рис. 4. Фотограмма картины изолиний модели отсека вала ВНВ

Зоной локализации максимальных напряжений была принята линия сопряжения скругления и плоской стенки паза. Однако исследование различных вариантов оптимальной формы паза ПОМ оказалось слишком трудоемким и не было завершено.

Для исследования напряженного состояния МКЭ была построена модель вала целиком и отдельных отсеков с пазами. Расчет проводился с приложением эксплутационных нагрузок на наиболее напряженных режимах и учитывал нагружение крутящим моментом, осевой и радиальной составляющими удаленных сил. Расчет показал, что максимальные значения напряжений возникают в верхнем и нижнем пазах, а также в месте перехода шлицев в гладкую часть вала. Наибольший коэффициент концентрации напряжений имеет верхний паз α_Л = 7.2. Как видно из рис. 5 зона локализаций пиковых напряжений, определенная с помощью МКЭ, полностью совпадает с местом возникновения усталостных трещин на образцах.

Анализ картины напряженного состояния и влияния геометрии профиля паза, выполненный с помощью средств ANSYS, привел к нижеследующим выводам.



Рис. 5. Картина распределения главных напряжений в пазу вала НВ.

Во-первых, критическая зона концентрации напряжений на стенке паза не обусловлена переходом криволинейной геометрии в плоскую стенку паза. В канавках эллиптической формы зона концентрации «переползает» к вершине канавки, а при оптимальной форме геометрии паза «размазывается» равномерно по всей стенке канавки.

Во-вторых, влияние неоднородности геометрии в пазу на картину напряженного состояния при кручении и при изгибе различно. Поэтому и зоны с пиковыми значениями главных напряжений располагаются хотя и близко, но в различных местах, а коэффициенты концентрации по касательным и по изгибным напряжениям, учитывая их высокий градиент, будут иметь максимальные значения в различных точках. Существующая методика определения запаса усталостной прочности основана на использовании формулы Гафа и Полларда, учитывающей влияние на усталостное разрушение как нормальных, так и касательных напряжений:

$$K_V = n_s n_t / (n_s^2 + n_t^2)^{0.5},$$
 (1)

где n_{σ} - запас усталостной прочности в предположении, что касательные напряжения t отсутствуют; n_{τ} - запас по касательным напряжениям, установленный в предположении, что $\sigma = 0$. Учитывая, что расположение зон максимальных касательных и нормальных напряжений не совпадает, а также, высокий градиент распределения напряжений, для определения минимального значения запаса усталостной прочности необходимо вести расчет во всех точках на поверхности стенки канавки. Очевидно, решение этой задачи без использования МКЭ невозможно.

В-третьих, формула Гафа и Полларда справедлива для двухосного напряженного состояния, какое характерно для цилиндрической оболочки тела вала. Однако в области геометрической неоднородности паза характер напряженного состояния изменяется, двухосное напряженное состояние переходит в одноосное, как на поверхности вала, так и в глубине детали. Если касательные напряжения располагаются симметрично относительно оси паза, то главные напряжения кососимметрично, что совпадает с реальной картиной развития усталостных трещин. При этом, зона сосредоточения пиковых первых главных напряжений σ_1 совпадает с местом развития трещин (рис. 5). Подобные особенности сложного напряженного состояния в области концентратора напряжений требуют уточнения и корректировки методов определения запасов усталостной прочности. Необходимо разработать методику, основанную на использовании эквивалентных напряжений, пригодную для случаев сложного напряженного состояния.

Поиск оптимальной геометрии паза методами конечных элементов проводился на модели отсека с верхним пазом, что позволило сократить время расчета и использовать более плотную сетку. Расчет показал, что задача оптимизации геометрии корректна в случае ее рассмотрения для конкретной схемы нагружения, поскольку зона и характер концентрации напряжений напрямую зависит от соотношения изгибающей и крутящей составляющей моментов сил.

В ходе оптимизационного расчета рассматривались различные типы кривых для участков скругления паза, в первую очередь, перебор шел по параболической и эллиптической функциям. Критерием оптимизации служило минимальное значение пиковых касательных напряжений на поверхности стенки паза. При данной геометрии и нагружении паза нагрузками, соответствующими горизонтальному полету с максимальной скоростью, для эллиптической формы получено соотношение R/r = 1.4, где r = t/2 - радиус неоптимизированной канавки, R-радиус описанной окружности эллипса, со снижением напряжений на 12%; для параболической формы канавки - R/r = 1.52 со снижением на 14%.

Подбор параметров оптимальной кривой однако не отображает картину влияния геометрии на характер напряженного состояния. Поэтому кривая профиля канавки разбивалась на несколько участков, для каждого из которых анализировалось влияние на общую картину НЛС. В результате выявлена следующая зависимость. Зона концентрации располагается на переходной кривой (зона А, рис. 6) между прямой стенкой паза и скругленной вершиной, радиус дуги которой может быть значительно меньше полуширины паза. Величина коэффициента концентрации зависит от наклона кривой (или ее хорды) по отношению к линии действия главных напряжений на поверхности вала без концентрации, а зона и градиент распределения зависят от кривизны участка. Соответственно, снижения касательных напряжений можно достичь при ортогональном расположении хорды кривой по отношению к линии действия вторых главных напряжений и максимальном радиусе кривизны. Радиус сопряжения двух переходных кривых в вершине паза определяется длиной переходных кривых.
Соответственно, чем больше их длина, тем меньше радиус у вершины, тем больше напряжения в зоне В (рис. 6). С увеличением радиуса у вершины увеличивается кривизна в переходной кривой и это приводит к повышению коэффициента концентрации касательных напряжений. Эта зависимость является проявлением «масштабного фактора», т.е. с уменьшением размеров концентратора при сохранении подобия геометрии уменьшается эффективный коэффициент концентрации. На основе этих зависимостей получено оптимальное сочетание всех перечисленных параметров, позволяющее снизить касательные напряжения на 19%, а эквивалентные на 22%. Форма такого паза представлена на рис 6.



Рис. 6. Распределение касательных напряжений в пазу с оптимизированной геометрией

При выборе кривых оптимального профиля не учитывалась технология нарезания паза. Для практического применения результатов проведенного исследования необходима разработка технологического процесса, отличающегося от применяемого в текущем производстве.

Следует отметить, что оптимизация геометрии в области концентратора должна проводиться со-

вместно с совершенствованием технологии поверхностного упрочнения и термической обработки, а также, исследования влияния твердости поверхности концентратора конкретной геометрии на процесс возникновения усталостных трещин.

Заключение

Проведенное исследование выявило необходимость совершенствования методик расчета запасов усталостной прочности для деталей с неоднородной геометрией и сложным напряженным состоянием. Сравнение расчета МКЭ с результатами исследований напряженного состояния методом фотоупругости позволило объяснить расхождение расчетных и экспериментальных значений долговечности валов. Проведен анализ влияния геометрии пазов в валах НВ на распределение и величину местных напряжений и найдены оптимальные параметры геометрии пазов в валах, обеспечивающие снижение местных напряжений до 20%. Использование оптимизационных расчетов при исследовании напряженного состояния с помошью МКЭ позволяет решать задачи повышения надежности и ресурса редукторов вертолетов и двигателей.

Перечень ссылок

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1979. - С. 548-564.

 Peterson, R.E., 1974, "Stress Concentration Factors", Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York.
 Dowling, N., 1993, Mechanical Behavior of Materials, Prentice-Hall.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Д.В. Калинін, В.М. Ананьєв, Є.В. Кожаринов, А.М. Плущевський. Розрахунковоекспериментальне дослідження напруженого стану в концентраторах напруження валів несучих гвинтів вертольотів

Наведено результати дослідження напруженого стану вала несучого гвинта вертольоту Ка-32. Проведено порівняння методів фотопружності і МКЕ при дослідженні напруженого стану концентраторів напруження трубчатих валів. Показано можливість використання сучасних чисельних методів для оптимізації форми концентраторів напруження в високонавантажених валах несучих гвинтів. Отримані результати і залежності коефіцієнтів концентрації напружень від геометрії неоднорідних ділянок можуть бути використані для збільшення ресурсу і підвищення надійності головних редукторів вертольотів.

Ключові слова: вертоліт, вал несучого гвинта, концентрація напружень, метод фотопружності.

Kalinin D., Anan'ev V., Kozharinov E., Pluschevskiy A. Experiment-calculated stress analysis of stress raisers in rotor shaft of helicopters

This work consider the overview of the Ka-32 rotor shafts stress analysis. Comparison of photoelastic method and FEM is provided for the stress state investigation of stress raisers shaft rotors. The paper presents the possibility of using modern numerical methods for shape optimization of stress concentrators in the heavy-shaft rotor. The results obtained and the dependence of the coefficients of stress concentration on the geometry of the inhomogeneous regions can be used to increase resources and improve the reliability of the main gearbox of helicopters.

Key words: helicopter, gearbox, rotor shaft, stress concentration, finite elements.

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

УДК 621.9.011

А.И. Дубин

Открытое акционерное общество «Уфимское моторостроительное производственное объединение»

О РЕЛАКСАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

Рассмотрены вопросы, связанные с исследованием сопротивления усталости и параметров поверхностного слоя лопаток компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) из титанового сплава ВТ6. Проводится сравнительная оценка комплексной вакуумно-плазменной обработки (КВИПО) поверхности и серийной (базовой) технологией. по параметрам релаксации остаточных напряжений. Исследуемые образцы вырезались из различных мест лопаток. Представлены результаты проведенных сравнительных испытаний на усталость по первой изгибной форме колебаний. Показано преимущество варианта КВИ-ПО. Приводятся рекомендации по промышленному применению технологии КВИПО поверхности.

Ключевые слова: остаточные поверхностные напряжения (ОПН), технология, лопатка, ресурс, сопротивление усталости, частота собственных колебаний (ЧСК), обработка.

Введение

К числу наиболее важных и актуальных задач в авиадвигателестроении относится обеспечение эксплуатационных свойств лопаток компрессора газотурбинного двигателя (ГТД). Лопатки компрессора относятся к одним из многочисленных и ответственных деталей двигателя, в целом ряде случаев определяющих его ресурс и эксплуатационную надежность [1,2].

Надежность и долговечность лопаток компрессора ГТД в большой степени зависят от физико-химического и структурно-фазового состава, глубины и степени наклепа, микрогеометрии и остаточных поверхностных напряжений (ОПН).

ОПН оказывают значительное влияние на сопротивление усталости деталей, работающих в условиях статических и знакопеременных нагрузок. С одной стороны, при стендовых испытаниях, а с другой в процессе эксплуатации, наличие растягивающих ОПН является причиной образования и развития усталостных трещин [3] и, как следствие, снижение долговечности лопаток см. рис. 1.

Необходимость оценки ОПН в деталях сложных форм, в местах, которые являются концентраторами напряжений (кромки пера лопаток компрессора, радиусы перехода пера к полке замка), является особенно актуальной при эксплуатации ГТД с большим ресурсом, в том числе для прогнозирования его надежности в дальнейшем.

Как известно [1], остаточные напряжения, возникающие в ходе технологического процесса обработки лопаток, а также при их эксплуатации в составе ГТД изменяются. При этом, устойчивость напряжений резко снижается при эксплуатации лопаток в условиях циклического нагружения.



Рис. 1. Усталостное разрушение лопатки 2 ступени компрессора низкого давления из сплава ВТ6, наработка 8848 час (стрелкой показано место зарождения очага разрушения)

Это обусловлено, прежде всего тем, что предел текучести при циклическом нагружении значительно ниже, чем при статическом. Кроме того, циклические нагрузки могут привести к заметному повышению температуры металла, интенсифицирующей процесс релаксации остаточных напряжений [1].

Как правило, для достижения требуемого уровня выносливости и циклической долговечности, ставится задача определить не только знак

© А.И. Дубин, 2011 — **218** — остаточных напряжений, но и их уровень, глубину залегания, характер распределения [3]. Определение ОПН крайне важно при внедрении в технологический процесс новых методов их обработки и выборе, при этом, оптимальных технологических режимов.

Исходя из этого, задача точного определения ОПН, с минимальным влиянием субъективных факторов, является весьма актуальной.

В статье на примере рабочих лопаток компрессора из сплава ВТ6 рассмотрены вопросы релаксации напряжений в результате пластической деформации металла, температуры (350...400 °C) и длительности ее воздействия, а также от внешних нагрузок.

1. Экспериментальная часть

1.1. Исследование остаточных напряжений в поверхностном слое лопаток

Для сравнительной оценки релаксации остаточных напряжений применялся безразмерный параметр — отношение напряжений:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_t}{\sigma_c}, \qquad (1)$$

где σ_c — напряжения в лопатке, изготовленной по серийной технологии;

 σ_t — напряжения в лопатке, изготовленной по технологии с применением КВИПО поверхности.

Сравнительную оценку выносливости проводили на вновь изготовленных лопатках без наработки ($\tau = 0$), а также с наработкой ($\tau = 10000$ час). Также исследовалось влияние температуры и эксплуатационной наработки на изменение (снижение) ОПН.

Оценку ОПН осуществляли путем послойного стравливания по методике [4]. Процесс определения ОПН реализовался на разработанной установке [5] и заключался в регистрации деформаций перемещений образца в процессе его электрохимического травления и последующей математической обработке полученных значений с использованием компьютера.

Установлено, что при нагреве титановых сплавов существует связь между релаксацией напряжений и снижением степени деформационного упрочнения. Для повышения устойчивости к процессу релаксации и, как следствие, обеспечения эксплуатационной надежности лопаток компрессора может быть рекомендована КВИПО, включающая в себя ионную модификацию в сочетании с многослойным вакуумно-плазменным защитным покрытием системы (Ti-Ti₂N-TiN)·n, где n — число слоев покрытия [6]. Известно [6,7], что при КВИПО, с одной стороны, происходит повышение сопротивления усталости в результате ионного модифицирования, а с другой — возможно его снижение при последующем нанесении покрытия (увеличивающееся с ростом толщины покрытия). Результирующее влияние обработки на сопротивление усталости зависит от толщины покрытия и его внутренней структуры, а также от степени предшествующего упрочнения поверхностного слоя.

КВИПО образцов проводили на установке ННВ-6.6 с источником газовой плазмы с накальным катодом ПИНК и аксиально-симметричными электродуговыми испарителями, при этом наносили многослойное защитное покрытие толщиной 16 мкм. Модифицирование поверхности выполняли ионами азота: низкоэнергетическое на установке ННВ-6.6 (энергия ионов $E = 0.9 ext{ kyB}$, доза $\mathcal{I} = 2 \cdot 10^{19} ext{ ион/cm}^2$), высокоэнергетическое — на установке «Вита» ($E = 30 ext{ kyB}$, $\mathcal{I} = 2 \cdot 10^{17} ext{ ион/cm}^2$).

Внешний вид экспериментальных образцов представлен на рис. 2.







Рис. 2. Образцы для определения ОПН: а) из профильной части пера; б) из переходной части профиля пера к замковой части; в) из кромок пера

Средние значения по результатам исследования 3-х образцов каждого вида приведены на рисунке 3.



глубина , мкм г)

- II Рис. 3. ОПН со стороны корыта (I) и со стороны спинки (II) лопатки компрессора из титанового сплава ВТ6 после серийной обработки:
- а, в на стадии изготовления; б, г после эксплуатации: 1 – на входной кромке; 2 – в середине сечения; 3 – на выходной кромке

1.2. Исследование выносливости лопаток компрессора

Для изучения сопротивления усталости лопаток компрессора из титанового сплава ВТ6 исследовалась их выносливость по первой изгибной форме колебаний (с учетом ранее полученных результатов определения частот собственных колебаний) на базе испытаний $N = 2 \cdot 10^7$ циклов нагружения в соответствии с ОСТ 1.00870-77.







б)

Рис. 4. Кривые усталости лопаток компрессора из титанового сплава ВТ6: а) – в исходном состоянии: 1 – серийная технология, 2 – технология КВИПО; б) – после эксплуатации τ = 10000 час: 3 – серийная технология, 4 – технология КВИПО

2. Анализ полученных результатов

Результаты, представленные на рис. 3, показывают, что полной релаксации ОПН после эксплуатации не происходит. Для образцов, изготовленных по серийной технологии при одинаковости упрочнения всей поверхности пера ло-

-600

паток, эпюры ОПН имеют подобную форму с наличием подслойного максимума, однако, наблюдается различие в величине напряжений.

На образцах, изготовленных по технологии с применением КВИПО, как для исходного состояния, так и после эксплуатационной наработки, наблюдается уровень максимальных ОПН сжатия, соответственно в 2,4 и в 1,9 раза больший, чем на образцах серийного варианта. Это свидетельствует о большей релаксанионной стойкости технологии с применением КВИПО. Приведенные результаты оценки выносливости, в том числе и после длительной наработки лопаток в составе полноразмерного изделия (см. рис. 4) показывают, что предел выносливости лопаток, обработанных по серийной технологии, составляет 400 МПа, по технологии КВИПО - 440 МПа; после эксплуатации наблюдается снижение пределов выносливости по обоим вариантам до, соответственно, 380 МПа и 420 МПа.

В изломах лопаток по обоим сравниваемым вариантам наблюдаются выраженные притертости, свидетельствующие об усталостном характере развития трещин. Установлено, что очаги изломов лопаток, изготовленных по серийной технологии, лежат на поверхности (рис. 5 а), в то время как для КВИПО характерно наличие подповерхностных очагов зарождения усталостных трещин (рис. 5 б).





Рис. 5. Электронно-микроскопическая фрактограмма изломов лопаток компрессора: а) серийная технология; б) технология КВИПО. Стрелками показаны очаги разрушения

Длительная наработка лопаток обуславливает релаксацию их физико-химического и структурно-фазового состава поверхностного слоя и, как следствие, выносливости.

Полученные результаты сведены в табл.1.

Таблица 1

		1
	Серийная	Технология
Параметр	технология	КВИПО
1 1	до/после эк	сплуатации
σ.1, МПа	400 /	440 /
	380	420
σ _{сж.макс.} , МПа	-497 /	-1176 /
	-165	-315
Глубина	45 /	45 /
перехода Δ, мкм	50	30
$σ_{\text{pact.макс.}}, MΠa$	98 /	62 /
<u>^</u>	79	92
НV _{0,05} , МПа	420 /	2330 /
	354	2100

Экспериментальные значения параметров по исследуемым вариантам

Анализ полученных результатов свидетельствует, что наблюдается корреляционная зависимость между уровнем выносливости, величиной и характером остаточных напряжений в поверхностном слое лопаток. Длительная эксплуатация ($\tau = 10000$ час.) лопаток приводит к релаксации свойств поверхности, связанных с процессами окисления, разупрочнения, изменения химического и структурно-фазового состава. Вместе с тем, у лопаток, обработанных по технологии КВИПО стабильность физико-химического состояния поверхностного слоя выше, что в конечном итоге обеспечивает более высокие значения их пределов выносливости и, как следствие, эксплуатационной надежности.

Заключение

Таким образом, проведенными исследованиями показано, что при воздействии эксплуатационных нагрузок и температуры на лопатки из титановых сплавов (на примере сплава BT6) происходит релаксация напряжений и снижение степени деформационного упрочнения. Для повышения устойчивости поверхности к процессу релаксации и, как следствие, обеспечения эксплуатационной надежности лопаток компрессора рекомендована технология КВИПО, включающая в себя ионную модификацию в сочетании с многослойным вакуумно-плазменным защитным покрытием толщиной h = 16 мкм системы (Ti-Ti₂N-TiN)·n, где n = 6 - число слоев.

Положительное действие ионной имплантации в составе КВИПО заключается в блокировании процессов окисления и разупрочнения поверхности, что, в сравнении с базовыми технологиями упрочнения, выражается в меньшем снижении уровня выносливости. Все вышеперечисленное обуславливает больший ресурс лопаток и их эксплуатационную надежность.

Перечень ссылок

1. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1988.- 240с.

2. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993.- 240с.

3. Архипов А.Н. Определение остаточных напряжений в поверхностных слоях изделий сложной формы / А.Н. Архипов, А.Б. Пряжников, С.Е. Морозов. / Научно-технический отчет ЦИАМ № 11376. - 1989. –72с.

4. Определение остаточных напряжений в поверхностном слое пера лопаток двигателей. Методические материалы / НИАТ.-1965г.-20с. 5. Смыслов А.М. Определение остаточных поверхностных напряжений в деталях ГТД с использованием лазерного интерферометра / А.М. Смыслов, С.П. Павлинич, А.И. Дубин // Упрочняющие технологии и покрытия.- 2007. -№11.- С.47-49.

6. Смыслова М.К. Исследование и разработка комбинированных ионно-плазменных технологий, обеспечивающих повышение эксплуатационных свойств лопаток газовых и паровых турбин // Уфа: Вестник УГАТУ,т.5, №3(11), 2004.-С.76-83.

7. Смыслов А.М., Технология и оборудование для упрочнения большеразмерных лопаток паровых турбин из титановых сплавов / А.М. Смыслов, Ю.М. Дыбленко, М.К. Смыслова // VI Междунар. конф. «Вакуумные технологии и оборудование». – Харьков, 2003. – С.173–177.

Поступила в редакцию 21.07.2011

А.І. Дубін. Про релаксаційну стійкість лопаток компресора

Розглянуто питання, пов'язані з дослідженням опору втомленості й параметрів поверхневого шару лопаток компресора газотурбінного двигуна (ГТД) з титанового сплаву ВТ6. Проводиться порівняльна оцінка комплексної вакуумно-плазменої обробки (КВПО) поверхні й серійною (базовою) технологією по параметрах релаксації залишкових напруг. Досліджувані зразки вирізалися з різних місць лопаток. Представлено результати проведених порівняльних випробувань на втомленість за першою вигинною формою коливань. Показано перевагу варіанта КВПО. Приводяться рекомендації із промислового застосування технології КВПО поверхні.

Ключові слова: залишкові поверхневі напруги (ЗПН), технологія, лопатка, ресурс, опір втомленості, частота власних коливань (ЧВК), обробка.

A.I. Dubin. About relaxational resistance of the compressor's blades

The questions of fatigue strength and surface parameters of the compressor's blades gasturbine's engine (GTE) from titanium alloy VT6 investigation are considered. The complex vacuum-plasma treatment of the surface (CVPT) comparing with serial (base) technology by surface residual stresses relaxation is described. The specimen were cut from different areas of the blade. Compare fatigue test results by first bend form are shown. CVPT technology is given a better result. Recommendations for industrial use of CVPT technology are given.

Key words: surface residual stresses (SRS), technology, blade, resource, fatigue strength, natural oscillations frequency (NOF), treatment.

УДК 620.179.1:519.24(045)

С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, Е.Ю. Дорошенко

Национальный авиационный университет, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ КЛАСТЕРОВ ДЕФОРМАЦИОННОГО РЕЛЬЕФА НА ПОВЕРХНОСТИ ПЛАКИРУЮЩЕГО СЛОЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Процесс формирования деформационного рельефа (ДР) на поверхности плакирующего слоя алюминиевых сплавов описывается с позиций образования и объединения кластеров вторичной фазы (ВФ) на плоских решетках с заданным координационным числом. Предложенная вероятностная модель описывает количество кластеров разной «массы» от общей концентрации ячеек ВФ. Теоретические результаты подтверждаются данными численного эксперимента. Обоснован критерий предельной концентрации кластеров, при которой процесс их накопления выходит на стадию насыщения. Расчетные оценки предельной концентрации хорошо согласуются с экспериментальными данными по насыщению ДР на поверхности плакирующего слоя при циклическом нагружении.

Ключевые слова: деформационный рельеф, поверхность, циклическое нагружение, кластеры, усталость, слияние кластеров.

Введение

В авиационных конструкциях, например, для обшивки самолета, в качестве материала используются листовые алюминиевые сплавы, покрытые тонким плакирующим слоем из технически чистого алюминия. При циклическом нагружении поверхность такого слоя испытывает интенсивное знакопеременное пластическое деформирование, что приводит к формированию на нем деформационного рельефа (ДР). Возникновение ДР обусловлено локальными изменениями шероховатости поверхности из-за эволюции дислокационной структуры плакирующего слоя и при регистрации оптическими средствами проявляется в виде темных участков на контрастных черно-белых фотографиях (рис. 1).



Рис. 1. Фотография (×500) участка поверхности со следами ДР (темные участки) с наложением сетки квадратных ячеек

Количественная оценка нагруженности и поврежденности участка поверхности площадью _А производится по критерию насыщенности ДР [1]

© С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, Е.Ю. Дорошенко, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

$$D = \frac{S}{A}, \qquad (1)$$

где S — площадь поверхности со следами ДР (суммарная площадь темных пятен на фотографии).

Как показывают экспериментальные исследования, формирование и распространение локального пластического деформирования на поверхности плакирующего слоя осуществляется с первых циклов нагружения. С увеличением числа циклов нагружения площадь поверхности, занятая следами ДР, возрастает (рис. 2). При этом наблюдается три стадии изменения насыщенности ДР: на начальном этапе наработки скорость изменения параметра D относительно небольшая, затем происходит увеличение интенсивности накопления ДР с последующим ее уменьшением. Последний этап развития ДР можно трактовать как стабилизацию насыщения поверхностного пластического деформирования.



Рис. 2. Изменение насыщенности ДР с наработкой для циклического нагружения при различных асимметриях цикла нагружения [2]

Особенности эволюции ДР при циклическом нагружении достаточно полно изучены экспериментально [2-5]. В настоящей работе изложена теоретическая трактовка данного процесса на основании вероятностной модели формирования кластеров вторичной фазы в двухфазной системе.

1. Исходные предпосылки

Рассмотрим задачу о формировании кластеров ДР по механизму развития двухфазной системы, где первичная фаза (ПФ) — поверхность без следов ДР (светлый фон на черно-белых фотографиях), а в качестве вторичной фазы (ВФ) выступают области локального пластического деформирования, проявляющиеся на фотографиях черным цветом.

Как показывают экспериментальные исследования, эволюция такой двухфазной системы характеризуется постепенным увеличением суммарной площади ВФ, что свидетельствует о постепенном процессе ее образования и развития. Предполагаем, что процесс формирования ДР реализуется как образование первичных носителей поверхностной пластической деформации с линейным размером а, их накоплением на поверхности с последующим объединением и образованием ассоциаций – кластеров^{*}.

Рассмотрим поверхность площадью A, на которой формируется ДР. Разобьем данную поверхность на N (N >> 1) плотно упакованных ячеек с линейным размером а (рис.2). Параметры A, N и а связаны очевидным соотношением $A = Na^2$. В каждой ячейке может быть размещен только один первичный носитель ДР и она считается представителем ВФ. Если две или более таких ячеек оказываются рядом, они образуют кластер с «массой», равной количеству входящих в него ячеек. Массу кластера будем характеризовать параметром s (s = 1, 2, ...), равным количеству ячеек ВФ в кластере, а количество кластеров массой s обозначим n_s.

Каждая ячейка в области А окружена соседними, примыкающими к ней ячейками. Количество ближайших «соседей» $_{Z}$ назовем координационным числом сетки, которое будет определяться формой ячеек и способом их упаковки. Например, для треугольных ячеек с компоновкой по сторонам (по вписанной окружности) z = 3, а с компоновкой по сторонам и по вершинам (по описанной окружности) z = 12. Для квадратных, соответственно, z = 4 и z = 8. Следует отметить, что принятая схема дискретизации ячейками области А может быть трансформирована в классические системы связей или узлов [6,7].

2. Вероятностная модель

Пусть среди N ячеек на однородно деформируемой поверхности случайным образом рассеяно n ячеек ВФ (n < N), концентрация которых определяется как x = n/N. При случайной выборке ячеек объемом z вероятность нахождения ровно s ячеек ВФ в такой выборке описывается биномиальным распределением:

$$p_z(s) = C_z^s x^s (1-x)^{z-s}$$
, (2)

где C_z^s - число сочетаний из $_z$ элементов по s.

При малых значениях x ($x \le 0,1$) распределение (2) асимптотически приближается к распределению Пуассона, а при $zx(1-x) > 9 - \kappa$ нормальному [8]. Для распределения Пуассона запишем

$$p_z(s) = \frac{(zx)^s}{s!} exp(-zx)$$
. (3)

Используя приближение $p_z \rightarrow n_s/N_z$, где $N_z = N/z$ — максимальное количество групп по z ячеек в совокупности N, на основании (3) получим

$$\frac{n_{s}}{N} = \frac{z^{s-1}}{s!} x^{s} \exp(-zx).$$
 (4)

Формула (4) определяет зависимость количества кластеров n_s ($s \le z$) от концентрации ячеек ВФ _х и полностью соответствует вероятностной модели формирования ассоциаций из s рассеянных невзаимодействующих повреждений [9].

Из формулы (3) следует, что максимальная вероятность наличия кластера массы s реализуется при концентрации

$$x_{\rm m} = \frac{\rm s}{\rm z}.$$
 (5)

Согласно (4) с увеличением общей концентрации ячеек ВФ с фиксированным значением $_{Z}$ количество кластеров увеличивается до максимального значения при x_m , после чего происходит уменьшение n_s . Уменьшение количества кластеров при $x > x_m$ может быть обусловлено только их объединением и образованием новых кластеров большей массы.

Вполне очевидно, что образование кластера представляет собой случайное событие. В связи с этим формула (4) определяет усредненную функциональную зависимость количества кластеров от общей концентрации повреждений. При x<<1 наличие ассоциаций из нескольких повреждений маловероятно, и имеет место система из единичных (s = 1) рассредоточенных ячеек ВФ. Если х

настолько мало, что $exp(zx) \approx 1$, то из формулы (3) следует $n_1/N \rightarrow x$. Это определяет линейный характер зависимости $n_1(x)$.

Отклонения зависимости $n_1(x)$ от прямой линии при некотором значении концентрации x_a означает начало объединения ячеек ВФ и образование первых кластеров. Параметры x_a и x_m , характеризующие основные этапы процесса формирования и развития кластеров, в терминологии теории перколяции называются, соответственно, порог агрегации и критическая концентрация агрегации [10]. Кроме этих характеристических показателей концентрации используется параметр x_c — порог перколяции, при котором образуется бесконечный кластер, пронизывающий всю область ячеек (связей).

Отметим, что рассматриваемая теоретическая модель не описывает образование бесконечного кластера, так как в ней масса конечных кластеров s ограничивается координационным числом решетки z. В то же время известно, что порог протекания x_c при нарушении связей наиболее чувствителен к числу ближайших соседей $_z$ и значительно менее чувствителен к другим параметрам решеток (табл. 1).

Таблица 1

Основные характеристики перколяции различных типов плоских решеток [7]

Тип решеток	Z	x _c	zxc	r _a *	Х*
Треугольная	3	0,65	1,95	1,86	0,35
Квадратная	4	0,5	2,0	2,15	0,3
Шестиугольная	6	0,35	2,1	2,63	0,25

Из представленных в табл. 1 данных следует, что для плоских решеток произведение zx_c близко к 2. Согласно (5) это значение соответствует максимуму зависимости $n_2(x)$ при $x_m \approx x_c$. Следовательно, формирование пронизывающего кластера осуществляется при концентрации ячеек ВФ, соответствующей максимуму концентрации кластеров с s = 2.

3. Результаты численного эксперимента

Для подтверждения адекватности выражения (4) был проведен численный эксперимент по моделированию процессов случайного появления, накопления и формирования кластеров ВФ различной массы на плоской сетке ячеек с заданными значениями z [11]. Участок поверхности представлялся в виде совокупности N плотно упакованных ячеек. Для различных значений координационного числа z выбиралась форма ячеек и принималось, что их объединение реализуется по соприкасающимся сторонам. Так, для треугольников z = 3, для квадратов z = 4 и т.д.

В процессе моделирования поэтапно часть ячеек переводились в категорию ВФ. Расположение таких ячеек на исследуемом поле N являлось случайным. В автоматизированном режиме регистрировалось количество кластеров различной массы n_s при текущем значении концентрации ячеек ВФ _x.

Результаты численного эксперимента показывают, что на начальной стадии формирования ВФ формула (4) достаточно точно описывает зависимости концентрации кластеров различной массы ($_{S} \le z$) от $_{X}$ (рис. 3). При z = 3 и z = 4 для n_{1} соответствие теоретических и экспериментальных результатов имеет место при $x \le 0,15$, а для n_{2} при $x \le 0,1$. Для n_{3} имеем $x \le 0,3$ (z = 3) и $x \le 0,25$ (z = 4) (рис. 3).



Рис. 3. Зависимости концентрации кластеров ВФ различной массы: $n_1(x)/N$ (1); $n_2(x)/N$ (2); $n_3(x)/N = 3$ (3);

 $n_4(x)/N$ (4) для плоских ячеек с z = 3 (а) и z = 4 (б). Линии – расчет по формуле (4), точки – результаты моделирования с различным значением общего количества ячеек N

Отклонение результатов имитационного моделирования от теоретической зависимости (4) объясняется тем, что при больших значениях концентрации х интенсивно начинают формироваться кластеры с массой $_{S}>>z$. Численный эксперимент показал, что для решеток с z=3 и z=4 за счет массового объединения ячеек ВФ даже при сравнительно малых значениях общей концентрации ($x\geq0,1$) образуются кластеры боль-

шой массы: n_{10} , n_{20} и даже n_{50} .

При моделировании получено, что размер ячеек и, следовательно, общее количество ячеек на исследуемой поверхности N практически не влияет на процессы образования и роста кластеров (рис. 3).

4. Критерии насыщенности кластеров

Результаты экспериментальных исследований изменения насыщенности ДР при циклическом нагружении показывают наличие стадийности процесса (рис. 2). Аналогичная стадийность имеет место и при формировании кластеров ВФ в зависимости от x. Для $n_s(x)$ (s > 1) на начальном этапе скорость кластерообразования плавно увеличивается с последующей стабилизацией и даже уменьшением (рис. 3). Рассмотрим явление стабилизации роста ВФ в рамках предложенной теоретической модели с целью обоснования соответствующих характеристических соотношений.

Общее количество кластеров с $_{S} \leq _{Z}$ на поле из N ячеек при фиксированном x определяется на основании (4) как

$$\sum_{s=1}^{z} \frac{n_s}{N} = \frac{\exp(-zx)}{z} \sum_{s=1}^{z} \frac{(zx)^s}{s!} .$$
 (6)

Сумма в правой части выражения (6) с достаточным приближением для _{X < 1} может быть записана в виде

$$\sum_{s=1}^{z} \frac{(zx)^s}{s!} \cong \exp(zx) - 1.$$
⁽⁷⁾

С учетом (7) формула (6) примет вид

$$\sum_{s=1}^{z} n_{s} = \frac{N}{z} [1 - \exp(-zx)].$$
(8)

Из выражения (8) следует, что на поле из N ячеек предельное количество кластеров ВФ n_s с массой $s \le z$ при $x \le 1$ ограничено значением:

$$\sum_{s=1}^{z} n_{s} \leq \frac{N}{z} [1 - \exp(-z)].$$
(9)

Таким образом, насыщение процесса формирования кластеров вполне обосновано и описывается формулой (8). В качестве критерия насыщения можно использовать среднее расстояние между кластерами _г, которое определяется через их концентрацию с_А на площади _А соотношением

$$r = \frac{1}{\sqrt{c_A}} = \left(\sum_{s=1}^{z} \frac{n_s}{Na^2}\right)^{-\frac{1}{2}}.$$
 (10)

Объединив выражения (10) и (8), запишем

$$r_a = \frac{r}{a} = \left(\sum_{s=1}^{z} \frac{n_s}{N}\right)^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{z}{1 - \exp(-zx)}},$$
 (11)

где г_а — расстояние между кластерами, нормированное к характерному размеру ячейки.

Отметим, что из формулы (11) при условии формирования пронизывающего кластера $zx_c \cong 2$ [8] следует предельное значение r_a^* (табл.1), близкое по значению к концентрационному критерию $K \approx e$ [12]. Данный критерий, равный среднему расстоянию между соседними рассеянными дефектами и нормированный к их размеру, характеризует переход от стадии рассеянного к стадии локализованного разрушения.

Результаты численного эксперимента по развитию ВФ, в ходе которого определялось количество кластеров различной массы, а по формуле (10) — среднее расстояние между ними, подтверждают адекватность теоретического выражения (11) (рис. 4). Однако, как показывает моделирование, при относительно небольших значениях общей концентрации x формируются достаточно большие кластеры с массой s > z. Следовательно, при описании кластерообразования помимо расстояния между отдельными кластерами необходимо учитывать и их размеры (массу).



Рис. 4. Зависимости r_a (1) и s_m (2) от x, полученные при численном моделировании (светлые точки) и рассчитанные по формулам (11) и (12) (линия) при z = 4

Средняя масса кластера s_m является одной из ключевых характеристик в теории перколя-

- 226 -

ции. Параметр s_m определяется суммой всех ячеек, входящих в кластеры, деленной на общее количество кластеров. Для кластеров с массой $s \le z$ запишем

$$s_{\rm m} = \frac{Nx}{\sum_{s=1}^{z} n_s}.$$
 (12)

Подставив в (12) выражение (8), получим

$$s_{\rm m} = \frac{zx}{1 - \exp(-zx)} \,. \tag{13}$$

Результаты расчетов параметра s_m по формуле (13) хорошо согласуются с данными численного эксперимента для различных z на начальной стадии формирования кластеров (рис. 4). Отклонение экспериментальных значений средней масса кластеров от зависимости (13) имеет место при повышенных значениях x, что обусловливается появлением кластеров с массой s > z, которые не учитываются формулой (13).

При малых значениях концентрации ВФ ($_{X <<1}$) из (13) следует очевидное приближение $s_m \rightarrow 1$. С увеличением $_X$ ($_X \le 0,3$) для различных z зависимость (13) можно описать функцией

$$s_m = \frac{1}{1 - bx} \,. \tag{14}$$

где коэффициент b соответствует интенсивности роста средней массы кластера в точке x = 0. По данным численного эксперимента для различных z получено (коэффициент регрессии $R^2 = 0.985$):

$$b = 0,3322z + 0,5583.$$
(15)

Принимаем, что предельное состояние (насыщение процесса образования кластеров) будет характеризоваться предельной концентрацией ВФ x_* , при которой реализуется условие предельного слияния кластеров — среднее расстояние между ними равно среднему размеру кластеров: $r_a = s_m$.

С учетом формул (11) и (14) получим трансцендентное уравнение для определения предельной концентрации ячеек ВФ x_* , при которой реализуется массовое объединение кластеров:

$$z(1-bx_*)^2 = 1-exp(-zx_*)$$
. (16)

Решение уравнения (16) дает значения предельной концентрации объединения x_{*} для различных значений параметра z (табл. 1). Следует отметить, что полученные значения х_{*} соотносятся для различных _Z со значениями порога протекания х_с (табл.1). Зависимость между этими параметрами линейна и имеет вид

$$x_c = 3x_* - 0.4.$$
 (17)

При условии $zx_c \approx 2$ [7] из (17) следует

$$x_* \approx \frac{2}{3z} + 0.133$$
. (18)

При $_Z$ = 3; 4; и 6 из (18) следует: x_* = 0,36; 0,3 и 0,24, что хорошо согласуется с экспериментальными значениями, соответствующими стадии насыщения ДР (рис. 2).

Заключение

Процесс формирования и развития ДР на поверхности плакирующего слоя можно описывать с помощью вероятностной модели накопления и объединения кластеров ВФ в двухфазной системе с использованием плоской сетки ячеек различной геометрической формы. Адекватность модели подтверждается результатами численного эксперимента. Теоретические значения критической концентрации кластеров при их массовом объединении согласуются с экспериментальными значениями параметра насыщенности ДР при насыщении.

Перечень ссылок

1. Пат. № 29683 Україна, МПК G01N 3/32. Спосіб визначення залишкового ресурсу елементів конструкцій за станом деформаційного рельєфу поверхні плакуючого шару / Ігнатович С.Р., Карускевич М.В., Карускевич О.М.; Власник НАУ. - № 200709909; заявл. 04.09.2007; опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2. — 3 с.: іл.

2. Карускевич М.В. Оцінка довговічності плакованих алюмінієвих сплавів при асиметричному циклічному навантажуванні / М.В. Карускевич, А.Д. Погребняк, Т.П. Маслак [та ін.] // Вісник НАУ. – 2009. – С. 52 – 56.

3. Игнатович С.Р. Диагностика усталости плакированных алюминиевых сплавов / С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, О.М. Карускевич, В.М. Пантелеев, // Вестник НТТУ «КПИ»: Машиностроение, – 2002. – 43. – С. 53-55.

4. Игнатович С.Р. Эволюция поврежденности сплава Д-16АТ у концентратора на стадии до зарождения усталостной трещины / С.Р. Игнатович, О.М. Карускевич, М.В. Карускевич // Авиационно-космическая техника и технология: Вып. 4 (12) - Харьков: ХАИ, 2004 – С. 29-32.

5. Ігнатович С.Р. Моніторинг утоми конструкційних алюмінієвих сплавів / С.Р. Ігнатович, М.В. Карускевич, О.М. Карускевич, С.В. Хижняк, О.С. Якушенко /Вісник НАУ -2004. - №1(19).-С.88 - 91.

6. Шкловский Б.И. Электронные свойства легированных полупроводников / Б.И. Шкловский, А.Л. Эфрос. - М.: Наука, 1979.-416 с.

 Эфрос А.Л. Физика и геометрия беспорядка / А.Л. Эфрос. - М.: Наука, 1982.- 176 с.

8. Кукса Л.В. О законах распределения микродеформаций в двухфазных поликристаллических сплавах при простом и сложном нагружениях / Л.В. Кукса, А.А. Лебедев, Б.И. Ковальчук // Пробл. прочности. - 1986. - № 1. - С. 7-11.

9. Игнатович С.Р. Критические значения концентрации накопленных рассеянных повреждений / С.Р. Игнатович // Пробл. прочности. - 1995. - № 4. - С. 61-68.

10. Челидзе Т.Л. Методы теории перколяции в механике разрушения / Т.Л. Челидзе // Механика тв. тела. - 1983. - № 6. - С. 114-123.

11. Кучер А.Г. Математическая модель поверхностного структурного повреждения материала на основе теории перколяции / А.Г. Кучер, А.С. Якушенко, В.Е. Мильцов // Авиационно-космическая техника и технология: Вып. 9 (45) - Харьков: ХАИ, 2007 – С. 20-30.

12. Петров В.А. О механизме и кинетике макроразрушения / В.А. Петров // Физика тв. тела. -1979. - 2112. - , С. 3681-3686.

Поступила в редакцию 01.06.2011

С.Р. Ігнатович, М.В. Карускевич, Є.С. Дорошенко. Математична модель формування кластерів деформаційного рельєфу на поверхні плакованого шару конструкційних алюмінієвих сплавів

Процес формування деформаційного рельсфу (ДР) на поверхні плакованого шару алюмінієвих сплавів описується з позицій виникнення та об'єднання кластерів вторинної фази (ВФ) на плоских решітках з заданим координаційним числом. Імовірнісна модель, що запропонована, описує кількість кластерів різної «маси» від загальної концентрації чарунок ВФ. Теоретичні результати підтверджуються даними чисельного експерименту. Обґрунтований критерій граничної концентрації кластерів, при якій процес їх накопичення виходить на стадію насичення. Розрахункові оцінки граничної концентрації добре погоджуються з експериментальними даними з насиченістю ДР на поверхні плакучого шару при циклічному навантажуванні.

Ключові слова: деформаційний рельєф, поверхня, циклічне навантажування, кластери, утома, злиття кластерів.

S.R. Ignatovich, M.V. Karuskevich, E.Yu. Doroshenko. Mathematical model of the deformation relief clasters formation on the surface of alclad aluminium alloys

The process of the deformation relief (DR) formation on the surface of alclad aluminium alloys is described from the standpoint of nucleation and coalescence of the second phase (SP) clusters on the flat grates with certain co-ordinating number. Proposed probabilistic model describes the number of the clusters with different "mass" on the general concentration of the SP cells. Theoretical results are confirmed by the numeral experiment. The criterion of the maximum clusters concentration that correspondent to the stage of their saturation has been grounded. Estimated by the calculation maximum concentration corresponds with experimental data of the deformation relief intensity on the surface of the clad layer under the cyclic loading.

Key words: deformation relief, surface, cyclic loading, clusters, fatigue, coalescence of clusters.

УДК 531.78

В.П. Квасніков, В.М. Селенков

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ВЕРСТАТУ ДЛЯ РІЗАННЯ КЕРАМІКИ

Досліджено проблему оптимізації конструкцій верстатів для різання кераміки і визначення міцності їх деталей. Наведено аналітичний огляд дослідження напружень в деталях з використанням різних способів. Виконано аналіз експериментального дослідження міцносних характеристик деталей дослідного зразка верстату для різання керамічного бруса пластичного формування. Відзначено, що більшість деталей працюють зі значним запасом міцності і є можливість оптимізувати параметри деталей. Зроблено аналіз результатів експерименту з застосуванням методів математичної статистики.

Ключові слова: міцність, напруження, різання, тензометри, тарування.

Постановка проблеми

З новими видами будівельних матеріалів продовжують конкурувати добре відомі керамічні камені та цегла. Це дозволяє економити дефіцитні метали. Попит на будівельні матеріали високий, а виробництво не може в повній мірі забезпечити потреби державного та приватного господарства в керамічних виробах

На сьогодні, внаслідок недоліків конструкції, більшість верстатів не забезпечує правильність геометричної форми виробу, має багато швидкозношуваних деталей, які входять до пар тертя. Тому будь-які роботи, спрямовані на поліпшення обладнання для різання пластичного бруса, на зменшення частки ручної праці при формуванні і відборі цегли-сирцю є актуальними. Тим більше, літературний огляд засвідчив, що всі конструкції цього обладнання виконані практично без достатньої глибокої теоретичної розробки особливостей кінематики та динаміки [1].

Вагомі спроби по оптимізації конструкцій верстатів зроблені Харківським заводом «Красный Октябрь» та Сімферопольським машзаводом.

Дослідженнями в цій області займалася група співробітників ЧІ́ТІ́. Серед них Л.В. Титаренко, А.І́. Боркун, В.П. Криштопа, М.І́. Турган.

Модернізація існуючого обладнання чи розробка нової конструкції повинні забезпечити збільшення продуктивності заводу, підвищення надійності технологічного обладнання і забезпечити точність та правильність геометричних форм виробів.

Важливим завданням інженерних розрахунків є оцінка міцності елементів машин за відомим напруженим станом. Під міцністю розуміють здатність конструкції, її частин та деталей витримувати певне навантаження не руйнуючись. Класичним критерієм міцності є механічні напруження, котрі можуть бути визначені безпосередньо експериментально [2]. Приладів, що безпосередньо дають напруження, немає. Тому вимірюється деформація на поверхні деталі, потім обчислюються напруження на підставі основних співвідношень між ними.

Основні методи визначення механічних напружень в деталях.

Мета дослідження

Так як деформації більшості матеріалів на етапі пружної роботи дуже малі, то їх вимірюють спеціальними приладами — тензометрами. По принципу дії розрізняють три основних види тензометрів: механічні з важільною системою; оптико-механічні; електричні [3].

Найпростіший механічний тензометр — шарнірно-важільний [3]. Прикріплений до деталі струбциною, тензометр вимірює зміну своєї бази і через систему важелів рухає стрілку відносно шкали, пропорційно подовженню бази. Шкала проградуйована в міліметрах. Точність поділок шкали залежить від коефіцієнта збільшення *k* тензометра, який може дорівнювати 1000...1200.

$$k = \frac{b \cdot H}{a \cdot h},$$

де b, H, a та h – розміри плеч важелів (рис. 1).



© В.П. Квасніков, В.М. Селенков, 2011 ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

- 229 -

В механічну систему тензометра можуть монтуватися, наприклад, дзеркала або індикатори годинникового типу.

Оптико-механічний тензометр Мартенса (рис.2) широко використовують в лабораторній практиці, так як він дозволяє вимірювати деформації з високою точністю [3]. Коефіцієнт збільшення приладу

$$k = \frac{h}{\Delta l} = \frac{L \cdot tg 2\alpha}{d \cdot \sin \alpha},$$

де h — переміщення променю по шкалі; Δl — зміна довжини зразка:

L – відстань від зразка до планки з міліметровою шкалою;

d — більша діагональ призми, за звичай 4 мм;

α – кут повороту дзеркала.

Внаслідок малих значень кута повороту дзеркала α вважають значення tg2 $\alpha = \alpha$ та sin $\alpha = \alpha$ i використовують формулу



Рис. 2. Дзеркальний тензометр Мартенса 1 – дзеркало; 2 – призма; 3 – деталь; 4 – струбцина; 5 – скоба; 6 – шкала; 7 – зорова труба

На практиці коефіцієнт збільшення приймають рівним 500 і визначають відстань *L*. Відлік ведеться по положенню візирного волоска відносно шкали, котру видно в зорову трубу.

Індикаторний тензометр використовують для визначення лінійних переміщень при розтягу [3]. Подовження зразка 1 на довжині *l* передається стійкою 2 на вимірювальний стрижень індикатору 3. Відстань між кільцями 4 і 5 є базою тензометра (рис. 3).



Рис. 3. Індикаторний тензометр

Задовільні результати також можна отримати застосувавши електротензометрію. Вимірювання деформації електричним методом можливе завдяки тому, що деформація викликає зміну деяких електричних параметрів (опору, індуктивності, ємності). Коефіцієнт тензочутливості таких датчиків можна обчислити теоретично або визначити шляхом тарування датчиків. Різні схеми включення датчиків дозволяють не лише підвищити точність вимірювань, але й компенсувати, наприклад, дію навколишнього середовища. Найбільше використовуються дротові тензодатчики опору, які застосовують для вимірювання і динамічних навантажень. Набули поширення фольгові, напівпровідникові та інші датчики [3].

Зафіксувати елементарні переміщення можливо з використанням, наприклад, інтерферометра Фабро-Перо з решіткою Брега. Такі прилади мають високу точність і динамічний діапазон може бути підвищений до 10^{-5} , але їх вартість, в більшості випадків, значна і недоступна для більшості споживачів [4].

З метою визначення оптимальних розмірів деталей і вузлів верстата, були проведені експериментальні дослідження їх міцності в технологічній лінії Васильківського цегельного заводу.

Обговорення результатів експерименту

Визначення напружень деталей (деформацій) проводилося так званим електротензометричним методом.

Вимірювання деформацій в деталях верстата виконувались з допомогою омічних тензодатчиків і комплекту приладів (блока живлення «Агат», тензопідсилювача «Топаз» і світлопроменевого осцилографа НО 44.1) (рис. 4). Окрім приладів необхідні були дроти, припій, паяльник, реактиви, кювети, бачки, фотоплівки, касети тощо.



Рис. 4. Стенд для проведення випробувань

Експериментальне дослідження передбачало: приклеювання датчиків та контактних колодок; добова сушка клейових з'єднань; налаштування комплекту приладдя; монтаж верстата в діючу технологічну лінію; монтаж дротових з'єднань датчиків з підсилювачем; запуск верстата на робочий режим; тарування датчиків на «нуль»; запис параметрів на фотоплівку; проявлення фотоплівки на місті проведення експерименту; обробка осцилограм; аналіз отриманих результатів.

Використавши знання з теоретичної механіки та опору матеріалів, а також практичний досвід учасників експерименту, були вибрані для контролю 22 найбільш ймовірно навантажених точки верстату. В цих точках були наклеєні тензодатчики, з однорідної партії, та контактні планки з застосуванням бакелітно-фенольного клею. Недоліком застосування тензодатчиків є те, що їх не можна переклеїти з однієї деталі на іншу і виникає деяка неоднозначність функцій перетворення.

Тому датчики базою 20 і 50 мм і опором 200 Ом, наклеювалися на поверхні деталей у двох взаємноперпендикулярних напрямах у кожній точці (рис. 5). Сушка клею велася протягом доби. Основна похибка дротяних тензорезисторів може бути, як свідчить досвід, меншою 1,5%. Врахувавши дію зовнішніх факторів на метрологічні характеристики наклеєних тензорезисторів, можна досягти похибки до 0,5...1,0% [5].



Рис. 5. Схеми та місця наклеювання і підключення тензолатчиків

Тензорезистори приєднувались до підсилювача за мостовою схемою. Для максимальної компенсації дії зовнішніх та внутрішніх збурювачів, одне плече було максимально наближене до місця розташування робочого датчика і використана тридротова схема включення елементів.

Зміни напружень у деталях під час робочого і зворотного руху ріжучого органа фіксувались осцилографом на світлочутливу плівку. Світлопроменевий осцилограф НО44.1 дозволяє реєструвати змінні по часу дванадцять різноманітних механічних процесів, що отримані від датчиків електричних сигналів. Точку променя можна візуально спостерігати на матовому екрані, що дозволяє економити фотоматеріали не записуючи параметри, амплітуда котрих виходить за межі екрану.

Проявлені фотоплівки на місці перевірялись на якісне зображення осцилограм і взагалі на засвічування променем.

Тарування датчиків виконувалось на спеціально для цього розрахованій і виготовленій пластині рівного опору — балці, зафіксованій одним кінцем в опорі (рис. 6) [2].



Рис. 6. Схема балки рівного опору

Для проведення тарування пластини використані маси (0,126 кг; 0,376 кг; 0,626 кг; 0,876кг). Амплітуди було записано на плівку осцилографа і побудовано тарувальний графік, з якого видно, що при таких навантаженнях залежність напружень розтягу (стиску) є лінійною (рис. 7).

Розрахунок напружень розтягу і стиску σ в пластині проводився за формулою

$$\sigma = \frac{6M}{\delta^2 \cdot l},$$

де М - момент згинання (стиску), який розраховуємо за формулою M = G a;

- δ товщина пластини, мм;
- *l* ширина пластини в зоні датчика, мм;
- G сила ваги, H;

а - віддаль від точки прикладання сили ваги на пластині до середньої лінії датчика, мм.



Рис. 7. Тарувальний графік

Тарування датчиків виконувалось на початку і в кінці заміру напружень в кожній точці з наступною побудовою тарувальних графіків. Напруження в кожній точці записувались мінімум три рази. Обчислене середнє арифметичне значення приймалося для подальших розрахунків. Розрахунки показали, що максимальні напруження склали: на стиск - 53,50 МПа, на розтяг -51,80 МПа. В деяких точках деформації були незначні, в деяких - майже не фіксувались і їх можна прийняти рівними нулю [6].

Результати масштабів напружень для кожного датчика обчислювалися з точністю до трьох знаків, тобто до10-3 МПа, а результати напружень — з достатньою точністю до 10⁻² МПа.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(29,30-30,55)^2 + (30,50-30,55)^2 + (31,85-30,55)^2}{3-1}} = 1,2757$$

30,55-2,92 $\frac{1,2757}{\sqrt{3}} < a < 30,55+2,92\frac{1,2757}{\sqrt{3}}$ Висновки
Анадіа результатів показу

27,967 < a < 33,1328

Отриманий шуканий довірчий інтервал 27,967<a<33,1328 покриває невідоме математичне очікування а з імовірністю 0,90.

Точність оцінки математичного сподівання генеральної сукупності за вибірковим середнім $\delta = 2,5828.$

Виконаємо ймовірнісно-статистичну оцінку дослідження. Для оцінки результату експерименту були вибрані значення напружень в точці 5, котрі мали найбільші показники як на розтяг так і на стиск. В точці 5 маємо по три значення напружень: на розтяг 29,30; 30,50; 31,85 МПа і на стиск 10,55; 11,50; 12,30 МПа [7].

Перевірка нульової гіпотези про рівність ге-

неральних дисперсій σ^2 більшої і меншої нормальних сукупностей, проведена обчисленням значення критерію спостережень F_{сп}

$$F_{cn} = s_{E}^{2} / s_{M}^{2};$$

$$F_{cn} = 1,627 / 0,484 = 3,362$$

і за таблицею критичних точок розподілу Фішера-Снедекора, за заданим рівнем значимості α та числом степенів свободи $k_1 = n_1 - 1$, $k_2 = n_2 - 1$ (k₁ – число степенів свободи більшої виправленої дисперсії) знайдено критичну точку $F_{\kappa p}(\alpha; k_1, k_2)$ [6]. Якщо $F_{cn} < F_{\kappa p}$ то результат задовільний. $F_{\kappa p}(\alpha = 0,05; k_1 = 2, k_2 = 2) = 19,0; 3,362 < 19,0.$

Знайдемо довірчий інтервал для оцінки з надійністю $\gamma = 0,90$ невідомого математичного очікування а нормально розподіленої ознаки Х генеральної сукупності, якщо генеральне середнє квадратичне відхилення не відоме, вибіркове середнє $\bar{x}_{e} = 30,55$ та об'єм вибірки n = 3.

$$\overline{x}_{\theta} - t_{\gamma} \frac{s}{\sqrt{n}} < a < \overline{x}_{\theta} + t_{\gamma} \frac{s}{\sqrt{n}}$$

де s -«виправлене» вибіркове середнє квадратичне відхилення; t_v – знаходять за таблицями

по заданих *n* і γ.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x}_g)^2}{n-1}} \; .$$

Аналіз результатів показує, що більшість деталей верстата мають завищений запас міцності й працюють із значним недовантаженням. Розміри і маси були значно зменшені в результаті доробки конструкцій деталей верстата. Верстат вмонтований в виробничу лінію Жаботинського цегельного заводу, про що є акт впровадження.

Застосувавши методи статистичного аналізу можна спробувати спрогнозувати розміри деталей, а в подальшому можливо й створити параметричний ряд верстатів на замовлення споживача за видом і кількістю виробів, врахувати їх фінансові можливості.

Перечень ссылок

1. Комар А.Г. Строительные материалы и изделия. - М.: Высш. шк., 1983. - 487 с., ил.

2. Писаренко Г.С. Опір матеріалів: Підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С.Уманський; за ред. Г.С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. - К.: Вища шк., 2004. - 665 с.: іл.

3. Рубашкин А.Г. Лабораторные работы по сопротивлению материалов Учебное пособие. Изд. 3-е. М., «Высшая школа», 1971.

4. Измерение абсолютной деформации с помощью интерферометра Фабро-Перо со световодной решеткой Брэгга./Elektron. Lett. 2000. 36, №8, с. 708-709, 2 ил.

5. Электрические измерения электрических и неэлектрических величин / Под ред. Е.С.Полищука. - К.: Вища школа, 1984. - 360 с.

6. Експериментальні дослідження міцності деталей верстата для різання цегли / В.М. Селінков // Вісник ЧІТІ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал, Черкаси, ЧІТІ, 1998 .- №1. - c. 51-52.

7. Селенков В.М. Метрологічна атестація стенду для вимірювання напружень верстату для різання цегли // Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси. ПРТК'2011 : Четверта міжнар. наук.-практ. конф. : тези доп. / М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. авіаційний ун-т. — К., 2011. — с. 212-214.

Поступила до редакції 31.05.2011

В.П. Квасников, В.Н. Селенков. Исследование прочностных характеристик деталей станка для резания керамики

Исследована проблема оптимизации конструкций станков для резания керамики и определения прочности их узлов. Приведен аналитический обзор исследования напряжений в деталях с использованием различных способов. Сделан анализ прочностных характеристик деталей экспериментального образца станка для резания керамического бруса пластического формования. Отмечено, что большинство деталей работают со значительным запасом прочности и есть возможность оптимизировать параметры деталей. Сделан анализ результатов эксперимента с использованием методов математической статистики.

Ключевые слова: прочность, напряжения, резанье, тензометры, тарирование.

V.P. Kvasnikov, V.M. Selenkov. Research on strength characteristics of details ofmachine forcutting ceramic

Research on optimization of design of machines for cutting ceramic and determining the strength of their parts was conducted. Analytical review of research of details' stress using different methods is provided. Analysis of experimental research of the strength characteristics of parts of prototype machine for cutting a ceramic timber of plastic formation was conducted. Pointed out that most parts work with considerable reserve of strength and there is a possibility to optimize parameters of parts. The analysis of results of experiment using the methods of mathematical statistics was conducted.

Key words: strength, stress, cutting, strain gauges, calibration.

УДК. 621.438. 452.3

В.Н. Толорайя¹, А.Н. Петухов², М.Е. Колотников³, С.В. Харьковский², Г.А Остроухова¹

¹ «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов»
 ² ΦГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»
 ³ ΦГУП «НПЦ турбостроения «Салют»», Москва, Россия

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ОТЛИВОК НА ПРИМЕРЕ БЕЗУГЛЕРОДИСТОГО СПЛАВА ВЖМ5

Рассмотрены особенности формирования монокристаллических отливок из жаропрочных безуглеродистого сплава типа ВЖМ5 и основные характеристики прочности в сравнении с традиционными углеродсодержащими сплавами типа ЖС32. Сформулированы требования, регламентирующие отклонения по кристаллографической ориентации КГО и условия допустимости в отливках посторонних кристаллов и субзерен, их размеры и морфологию, зоны в отливках, где такие отклонения могут допускаться. Приведены сравнительные характеристики прочности (длительной статической и многоцикловой усталости) жаропрочных безуглеродистых сплавов отечественного ВЖМ5 и зарубежного CMSX-4.

Ключевые слова: монокристаллические сплавы, субзерна, безуглеродистые сплавы, осевая кристаллографическая ориентация (КГО), термические напряжения, полосчатость, рекристаллизация, дендритная ликвация.

Создание энергетических установок, отвечающих мировому уровню невозможно без применения современных материалов, обладающих высокими характеристиками прочности, обладающими высокой эксплуатационной надежностью на заданный ресурс. Это достижимо лишь при применении монокристаллических конструкционных материалов с внедрением совершенных технологических процессов, минимизирующих влияние субъективных факторов [1.2].

1. Требования к структуре монокристаллических отливок из безуглеродистых никелевых сплавов

Требования к макроструктуре отливки детали формулируются в зависимости от условий эксплуатации конструкции, ее напряженности, а также от типа или класса применяемого сплава. Основными для монокристальных отливок ответственных деталей являются требования, регламентирующие кристаллографическую ориентацию и допустимость в отливке посторонних кристаллов и субзерен, их размеры и морфологию, разориентацию, а также зоны, где эти отклонения могут допускаться без отрицательных последствий.

Если в отливках из углеродсодержащих сплавов, например ЖС-32, наличие посторонних кристаллов допускается в отдельных зонах, то в отливках из безуглеродистых жаропрочных сплавов, например, ВЖМ5 посторонние кристаллы не допускаются, за исключением субзерен (блоков) в зонах, удаляемых при механической обработке. Субзерна представляют локальные участки в отливке с относительно малой разориентацией от основного кристалла, и выглядят на протравленной поверхности как зерна с нечеткими границами. Скопление столбчатых субзерен называют полосчатостью («striation»). Субзерна разделяются по уровню их разориентации $\Delta \alpha_{<\rm HKL>}$ (обычно, $\Delta \alpha_{<001>}$) от основного кристалла образуя в отливке малоугловые ($\Delta \alpha_{<001>} \leq 3^{\circ}$) и среднеугловые ($\Delta \alpha_{<001>} 3, 0...5, 0^{\circ}$) границы.

Зона, где допускаются только малоугловые границы, т.е. субзерна с $\Delta \alpha_{<001>} \leq 3^\circ$, означает, что угол между любым направлением <001> субзерна и основного кристалла должен быть меньше 3°. Такие заготовки допускают для механических испытаний при паспортизации безуглеродистых жаропрочных сплавов, например, ВЖМ5. Кроме того, допускаются зоны с малоугловыми границами $\Delta \alpha_{<001>} = 3^{\circ}...5^{\circ}$ и зоны с субграницами с разориентацией $\Delta \alpha_{<001>}$ до 5°. В зонах 2, 3 допускаются и регламентируются по размерам и количеству мелкие равноосные зерена. Например, посторонние равноосные зерна ≤0,5 мм в количестве 2 шт. на расстоянии ≥10 мм друг от друга; «прострелы» длиной 5...6 мм до 2 шт. Крупные посторонние кристаллы не допускаются.

Следует отметить, что эти требования более жесткие по сравнению с зарубежными: по техническим условиям фирмы Ролс-Ройс допускаются области с разориентацией до 6°. Контроль величины разориентации в отливках проводится рентгеноструктурным методом съемкой в «белом» излучении по методу Лауэ в дифрактометрах типа

© В.Н. Толорайя, А.Н. Петухов, М.Е. Колотников, С.В. Харьковский, Г.А Остроухова, 2011

«Скорпио» (Роллс-Ройс) или «Галакси» (фирма Зайферд, Германия).

В общем случае кристаллографическая ориентация (КГО) задается указанием кристаллографических направлений $[h_1k_1l_1]$, $[h_2k_2l_2]$ и $[h_3k_3l_3]$, совпадающие с геометрическими осями лопатки *XYZ* или углов, образуемые кристаллографической системой координат, обычно [001] с геометрической системой *XYZ*.

Часто для отливок задают только аксиальную (осевую) ориентацию [001]. Выбор кубической ориентации связан с тем, что в этом направлении у монокристалла минимальный нормальный модуль упругости из всех возможных ориентировок и более высокая длительная прочность. В случаях, если при эксплуатации конструкции термонапряжения не являются лимитирующими, задается аксиальная ориентация [111], по которой некоторые жаропрочные сплавы имеют и максимальную длительную прочность. Например, у сплава ВЖМ5 [001] σ ¹⁰⁰⁰_{100 [001]} = 275 МПа, а для ориентации [111] σ ¹⁰⁰⁰_{100 [111]} = 320 МПа.

Для отечественной технологии монокристального литья величина допустимых отклонений аксиальной ориентации [001] или [111] от оси $Z \alpha$ _{hkl} $\leq 10^{\circ}$. При этом, не оговаривается направление этого отклонения, т. е. не требуется определение конкретной ориентации в стандартном стереографическом треугольнике. Поэтому вышеуказанным требованиям ТУ удовлетворяют все кристаллографические направления, лежащие внутри конуса с центральной осью Z и конусностью 10°.

В зарубежных монокристальных лопатках допуски по отклонению ориентации [001] более расширены: $\alpha_{10011} \leq 20$ °C.

С целью снижения уровня термических напряжений в зонах, имеющих аксиальную ориентацию [001] используют также ориентацию монокристальной структуры относительно осей *X*, *Y*, т. е. в плоскости, перпендикулярной оси Z - азимутальной ориентацей. Если задается аксиальная и азимутальная ориентация, то получают отливки с заданной пространственной КГО. Допуск на отклонение азимутальной ориентации, как правило, задается на том же уровне, что для аксиальной ориентировки: $\alpha_{[001]} \approx \alpha_{[100]} \le 10^{\circ}$. Следует отметить, что отливки с заданной аксиальной и азимутальной ориентациями можно получать только методом затравочной технологии, применяя для затравки сплавы системы Ni-*W-С*, изготовленные методом ориентированной вырезки из монокристальных заготовок произвольной ориентации. В отливках с аксиальной ориентацией [111] азимутальная ориентация не задается (все направления лежащие в плоскоси октаэдра имеют одинаковый модуль упругости Е).

Таким образом отечественные отливки: $\alpha^{akc}_{[111]} \le 10^{\circ} \rightarrow \alpha^{a3M}_{[100]} \le 10^{\circ}$, т.е. $\Delta \alpha \le 3^{\circ}$; зарубежные отливки: $\alpha^{akc}_{[111]} \le 20^{\circ} \to \alpha^{a3M}_{[100]}$ не задается, т.е. $\Delta \alpha \le 6^{\circ}...8^{\circ}$.

2. Монокристаллы безуглеродистых жаропрочных сплавов

Разработка специальных «безуглеродистых» сплавов для монокристального литья позволила значительно повысить прочностные характеристики монокристаллов [001]. Для этого из состава сплава исключены зернограничные упрочнители *C*, *Zr*, *B*, что повысило температуру солидуса до 1365 °C и позволило реализовать композиции с более высокой $T_{\rm пp} \gamma'$ -фазы. Удаление из структуры карбидов *MeC*, часто являющихся очагами усталостных трещин, значительно повысило характеристики МнЦУ.

Термообработка (TO) монокристальных отливок из безуглеродистых сплавов при повышенных температурах и большей длительности позволяет практически полностью растворить эвтектическую і у'-фазу, значительно снизить дендритную ликвационную неоднородность. После ТО - гомогенизации закалка отливок проводится с высокой скоростью ступенчатого старения. В результате такой термообработки в сплаве образуется структура из равномерно и упорядочено расположенных по направлению [001] в у-матрице частиц упрочняющей і у'-фазы правильной кубической формы с оптимальными размерами (0,4-0,5) мкм и величиной мисфита D. Все это значительно повысило практически все прочностные характеристики по сравнению с монокристаллами сплавов традиционного легирования.

Вышесказанное отчетливо проявляется при сравнении характеристик прочности для близких по системе легирования монокристаллов сплавов традиционного легирования ЖС-32 и ЖС-36, а также безуглеродистых ВЖМ5 с ориентацией [001] и американского сплава CMSX-4 (см. табл.)

T	Ъб.	ли	ца

Параметры	ЖС32	ЖС36	CMSX-4	ВЖМ5
σ^{T}_{t} , MПa			L	
σ^{900}_{100}	475	485	485	525
σ^{900}_{500}	370	390	390	430
σ^{1000}_{100}	240	255	260	275
σ^{1100}_{500}	175	185	190	210
σ^{1100}_{100}	120	140	140	150
σ^{1100}_{500}	90	100	100	115
σ _{0.5/t} , МПа				
σ^{1000}_{100}	195	200		215
$\sigma^{1000}{}_{500}$	120	120		140
$T_{\rm ucn} {}^{0}\rm C$	σ_1	МПа	$N = 2 \cdot 10^7$	ц
$\sigma^{20}_{-1}, \alpha_{\sigma}=1,0$	210	290	-	420
$\sigma^{20}_{-1}, \alpha_{\sigma}=2,3$	280	350	-	410
$\sigma_{-1}^{900}, \alpha_{\sigma}=1,0$	110	190	-	240
$\sigma_{-1}^{900}, \alpha_{\sigma}=2,3$	250	280	-	320

Следует отметить, что повышенные значения пределов выносливости МнЦУ у сплава ВЖМ5 связаны с применением горячего изостатического прессования (ГИП) в комбинации с термовакуумной обработкой (ТВО), снижающего объемную долю микропористости практически до нуля. Однако получение монокристальных отливок из безуглеродистых сплавов имеет ряд существенных особенностей:

 отливки из этих сплавов требуют контроля макроструктуры, т.к. большеугловые границы зерен как при комнатной, так и при высоких температурах имеют близкие к нулевой прочность.

 в процессе направленной кристаллизации могут возникать посторонние кристаллы, в виде полосчатости, которая наблюдается только в монокристаллах безуглеродистых сплавов.

Полосчатость представляет собой конгломерат столбчатых зерен, направленных вдоль оси роста и возникающие из субзерен основного кристалла за счет увеличения их разориентации по мере роста как в осевом, так и в азимутальных направлениях. При разориентации $\Delta \alpha$ более 5...7°, можно говорить о возникновении зерен, хотя очага зарождения они не имеют, а возникают из монокристальной структуры (рис. 1 а, б).



а б Рис.1. Структура полосчатости в цилиндрической монокристальной заготовки [001]: а) общий вид; б) увеличение ×50

Образование такого дефекта имеет инкубационным период: полосчатость возникает не с момента роста слитка, а при достижении им порогового размера, ответственного за образование дефекта. Обычно для этого нужен слиток в 30...50 мм. В то же время в слитках [001], полученных в одном блоке с монокристаллами [001], такой дефект не наблюдается. Это можно связать с тем, что в кристаллах [001] оси *1*-го порядка прорастают на всю длину слитка, которая превышает инкубационное расстояние, тогда как в монокристаллах [111] дендритные оси выходят на поверхность раньше, чем произошло пороговое накопление дефектов.

Показано, что в монокристальных отливках <001>, полосчатость, помимо высокого уровня

 G_Z , возникает на радиальных составляющих G_{XY} , т. е. при росте с вогнутым фронтом роста. В частности, в блоке по четыре полосчатость возникает на стороне слитка, обращенной к нагревателю, в зоне с максимальным искривлением фронта роста. Полосчатость увеличивается вместе с ростом объема слитка за счет поглощения объема основного кристалла.

Образование полосчатости или возникновение разориентации $\Delta \alpha$, можно связать с возникновением термических напряжений при росте, вызванного высокимого градиентом $\Delta \alpha \sim f(G_X G_Y G_Z) \sim f(s_T)$, где G_{XYZ} - градиент температуры на фронте роста.

Этот постоянно действующий фактор в процессе роста слитка, где затвердевшая часть слитка играет роль затравки, способствуя росту $\Delta \alpha$. Сплавы с повышенным содержанием W и Re, например ЖС-36 (12% W, 2% Re), менее склонны к образованию полосчатости по сравнению, например, со сплавом SC-83 (7% W. 0% Re). Сплав ВЖМ5 имеет меньшую склонность к образованию данного дефекта. Наиболее эффективным для устранения полосчатости является снижение величины ростового градиента G_{7} . Это было показано при проведении плавок на одной и той же установке при градиентах $G = 15^{\circ}$ /мм и $G = 5...7^{\circ}$ /мм. Во втором случае полосчатость в кристаллах сплава SC-83 <001> отсутствовала полностью.

Исследование структуры монокристаллических отливок из ЖСЗ6, ВЖМ5, ВЖМ5У, показало повышенную склонность этих сплавов к образованию микрорыхлоты, по сравнению с углеродсодержащими ЖС32 и ЖС26. Микрорыхлота представляет собой несплошности в междендритной области структуры отливки, преимушественно располагаясь в местах резкого изменения конфигурации детали, относится к литейным дефектам и выявляется при ЛЮМ-контроле. Небольшие несплошности, не выходящие на поверхность отливки, можно «закрыть», применяя горячее изостатическе прессование (ГИП). Для крупных несплошностей и избежания рекристаллизации требуется корректировка режима ГИП. Кроме того, с целью уменьшения микрорыхлоты применяют систему кристалловодовпитателей для критических зон отливки и предусматривают припуски, удаляемые механической обработкой.

Вторым источником возникновения посторонних кристаллов в отливках из безуглеродистых сплавов является процесс гомогенизирующего отжига при температуре выше $T_{\rm IID} \gamma'$ -фазы.

Исследования структуры монокристаллов на разных стадиях гомогенизирующего отжига показали, что в большинстве случаев объемная рекристаллизация начинается из слоя поверхностной рекристаллизации толщиной 100-150 мкм, который в свою очередь возникает от пескоструйной обработки, зачистки или выбивки отливки из формы. Несколько зерен из этого слоя начинают быстро расти в глубь монокристалла, прорастая на все сечение так, что в монокристальная отливка может превратиться в равноосную. Рекристаллизованные зерна могут возникнуть в лопатке в результате механического воздействия на нее при выбивке отливки из формы. Образование таких зерен в монокристалле из безуглеродистого сплава грозит потерей жаропрочности.



Рис. 2. Микроструктура микрорыхлоты в отливке рабочей лопатки турбины (сплав ВЖМ5) с кристаллографичес-кой ориентацией [001]

Как показали исследования структурного совершенства, рекристаллизованные зерна имеют разориентацию блоков $\Delta \alpha \le 0, 1-0, 15^{\circ}$, то есть они почти на порядок совершеннее основных монокристаллов, получаемых методом направленной кристаллизации ($\Delta \alpha = 1, 0-2, 0^{\circ}$). Разница в структурном совершенстве интенсифицирует процесс рекристаллизации.

Объемная рекристаллизация при кристаллизации отливки возникает из-за:

- наклепа отливки при ее механической доработке;

- возникновения пластических деформаций в зоне повышенной жесткости формы, затрудняющей усадку отливки.

Для предотвращения возникновения объемной рекристаллизации необходимо исключать любые механические воздействия на отливку до проведения всех высокотемпературных термообработок с температурами выше $T_{\rm пр}$ γ' -фазы (ГИП, пайки заглушек, нанесения защитного покрытия и др.).

Как и в случае полосчатости, к объемной рекристаллизации менее склонны безуглеродистые сплавы, имеющие повышенное содержание *W* и *Re*. Этот эффект, в отличие от полосчатости, не зависит от ориентации отливки.

Заключение

Таким образом, применение монокристаллов безуглеродистых жаропрочных сплавов позволяет значительно повысить эксплуатационные характеристики турбинных лопаток ГТД, однако, технология их изготовления имеет ряд принципиальных отличий от технологии жаропрочных сплавов традиционного легирования.

Перечень ссылок

1. Талараия В.Н., Современные технологии получения отливок лопаток ГТД и ГТУ/ В.Н. Талараия, Е.Н. Каблов, И.М. Димонис. Авиационные материалы; под ред. Е.Н. Каблова. М. ВИАМ. 2007. 440 с.

2. Петухов А.Н. Исследование прочностных характеристик монокристаллов никелевых сплавов и монокристаллических лопаток турбин./ Сб.:Вторая междунродная конференция «Деформация и разрушение материалов» DFM-2007.М.ИМЕТ им.А.А. Байкова РАН, т.1, 2007. С.215-218.

Поступила в редакцию 14.06.2011

В.Н. Толорайя, А.Н. Пєтухов, М.Е. Колотніков, С.В. Харьковський, Г.А. Остроухова. Деякі особливості формування монокристалічних відливок на прикладі безвуглецевого сплава ВМЖМ5

Розглянуто особливості формування монокристалічних відливок з жароміцного безвуглецевого сплава типу ВМЖМ5 і основні характеристики міцності в порівнянні з традиційними вуглецевовмісними сплавами типу ЖС32. Сформульовані вимоги, що регламентують відхилення по кристалографічній орієнтації КГО і умови прийнятності в відливках сторонніх кристалів і субзерен, їх розміри і морфологію, зони у відливках, де такі відхилення можуть допускатися. Наведено порівняльні характеристики міцності (тривалої міцності і багатоциклової втоми) жароміцних безвуглецевих сплавів вітчизняного ВМЖМ5 і закордонного CMSX-4.

Ключові слова: монокристалічні сплави, субзерна, безвуглецеві сплави, осьова кристалографічна орієнтація (КГО), термічні напруження, смужчатість, перекристалізація, дендритна ліквація.

V.N. Talaraija, A.N.Petukhov, M.E. Kolotnikov, S.V. Kharkjvski, G.A Ostrouhova. Some features of formation of single cristal castings by the example of carbon-free alloy VJZM5

Typical defects of a macrostructure single-crystal castings shovels from carbon-free heat resistant nickel-base alloys and ways of elimination of these defects are described. Requirements to growth are stated structure of domestic and foreign turbine shovels, ways of the task and a substantiation of a choice of crystallographic orientation single-crystal castings shovels, and the requirement on off-orientation to the set crystallographic orientation.

Features of formation of single crystal castings from carbon-free heat resistant nickel-base alloy VJZM5 as compared with traditional carbon-bearing heat resistant alloys of JZS32 type are considered.

Key words: single cristal, carbon-free, castings, thermal stress, striation.

УДК 629.7.063.3

Н.П. Великанова¹, П.Г. Великанов¹, А.С. Киселев²

¹Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева «КАИ» ²ОАО КПП «Авиамотор»

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАРАБОТКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ДЛЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД

На основе результатов испытаний по ГОСТ 10145-81 «Металлы. Метод испытания на длительную прочность» был проведен анализ влияния эксплуатационной наработки на характеристики длительной прочности жаропрочного сплава для рабочих лопаток турбин авиационных ГТД. В рамках статистического анализа были решены следующие задачи: определение числовых характеристик для выборок с разным уровнем наработки; определение закона распределения характеристик жаропрочности; определение влияния эксплуатационной наработки на закон и числовые характеристики распределений. В результате были предложены модели для оценки ресурса рабочих лопаток турбин авиационных ГТД как при проектировании, так и при индивидуальной оценке ресурса.

Ключевые слова: ресурс, двигатель, лопатка, температура, турбина, сплав ЖС30-ВИ, жаропрочность.

Введение

При эксплуатации летательных аппаратов на трассах различной протяженности длительность основных режимов работы газотурбинных двигателей изменяется в широких пределах, причем это изменение имеет случайный характер. На каждом режиме работы двигателей уровни действующих на конструктивные элементы нагрузок и температур являются случайными величинами, что обусловлено полетами в различных климатических зонах и на различных высотах, изменчивостью атмосферных условий, точностью систем автоматического регулирования двигателей и многими другими причинами.

На наиболее нагруженных режимах работы двигателей в рабочих лопатках газовых турбин под действием высоких температур и напряжений от центробежных и газовых сил возникают повреждения, которые при отсутствии других причин приводят к разрушению лопаток вследствие их недостаточной длительной прочности.

Объектом исследования в данной работе является рабочая лопатка первой ступени турбины двигателя НК-86А. Материал лопатки — литейный жаропрочный сплав ЖС30-ВИ монокристаллической структуры.

К характеристикам длительной прочности кроме предела длительной прочности относится также жаропрочность материала — время до разрушения при данном напряжении и температуре. В производственных условиях обычно проводят испытания именно на жаропрочность. Для того

чтобы оценить предел длительной прочности рабочих лопаток турбин авиационных ГТД в зависимости от эксплуатационной наработки, был проведен анализ влияния эксплуатационной наработки на жаропрочность сплава для рабочих лопаток турбин авиационных ГТД по результатам испытаний, а затем осуществлялся переход к пределу длительной прочности.

1. Условия испытаний

Испытания образцов проводились в соответствии с ГОСТ 10145-81 «Металлы. Метод испытания на длительную прочность». Для проведения испытаний использовалась испытательная машина МПЗ, точность измерения температуры которой составляет ±2 °C, а точность прилагаемой нагрузки - ±0,5% от прилагаемой нагрузки.

Исходный уровень долговечности оценивался по результатам испытаний образцов, вырезанных из холодной зоны лопаток, в которой структура металла не претерпевает изменений, а также вырезанных из «образцов-свидетелей». Уровень долговечности сплава ЖС30-ВИ после наработки в эксплуатации оценивался по результатам испытаний образцов, вырезанных из горячей зоны пера лопатки, где особенно сказывается влияние наработки.

В качестве номинального температурного уровня использовалась температура T = 1248 K, близкая к расчетной температуре, которая имеет место в наиболее опасном сечении. В качестве но-

© Н.П. Великанова, П.Г. Великанов, А.С. Киселев, 2011

минального уровня действующих напряжений использовался уровень в 260 МПа для сплава ЖС30-ВИ. Испытание проводилось до разрушения образца. В результате испытаний получились наборы экспериментальных данных времени до разрушения, которые были подвергнуты статистической обработке. Статистический анализ включал в себя установление закона распределения и проверку принадлежности выборок к одной генеральной совокупности.

2. Статистический анализ данных времени до разрушения

Для проверки вида закона распределения долговечности после наработки использовался графический метод и критерий Шапиро-Уилка и Пирсона [1]. Графики, построенные на нормальной вероятностной бумаге, достаточно хорошо аппроксимируются прямыми линиями, что свидетельствует о том, что закон распределения долговечности логарифмически нормальный (рис. 1-4).



Рис. 1. График эмпирического распределения десятичного логарифма исходной долговечности $\mathcal{A}_{p\ ucx}$ сплава ЖС30-ВИ



Рис. 2. График эмпирического распределения десятичного логарифма долговечности \mathcal{I}_p сплава ЖС30-ВИ после эксплуатационной наработки в пределах от 500 до 3500 часов



Рис. 3. График эмпирического распределения десятичного логарифма долговечности Д_р сплава ЖС30-ВИ после эксплуатационной наработки в пределах от 3500 до 5500 часов



Рис. 4. График эмпирического распределения десятичного логарифма долговечности Д_р сплава ЖС30-ВИ после эксплуатационной наработки в пределах от 5500 до 9500 часов

Проверка соответствия опытных данных логарифмически нормальному закону распределения по критериям Пирсона (табл. 2) и Шапиро-Уилка (табл.1) [1] показала, что закон распределения рассматриваемых характеристик до и после наработки является логарифмически нормальным при уровне значимости $\alpha = 0,05$.

Таблица 1

Проверка нормальности распределения по критерию Шапиро-Уилка

Наработка т, ч	Характе распред lg $ au_p$	ристики деления S _{lg тр}	W _{pac4}	W _{0,05}	H_0
0	1,929	0,174	0,933	0,914	+
500-3500	1,856	0,167	0,928	0,916	+

Таблица 2 Проверка нормальности распределения по критерию Пирсона

Наработка т, ч	Характе распред lgт _p	ристики целения S _{lg тр}	χ^2 расч	$\chi^{2}_{0,05}$	H_0
3500-5500	1,791	0,138	18,73	21	+
5500-9500	1,682	0,144	13,26	14,1	+

Проверка по критерию Бартлета (табл. 3) [1] показала, что для рабочих лопаток первой ступени двигателей НК-86А имеет место однородность дисперсий логарифмов.

Таблица 3 Проверка однородности дисперсий логарифмов долговечности

Параметр	Наработка	Дисп.	χ^2_{pac4}	$\chi^{2}_{0,05}$	H ₀
	0	0,0302			
$\lg \tau_p$	500-3500	0,0280	4,12	5,99	+
	3500-5500	0,0192			
	5500-9500	0,0207			

Результаты дисперсионного анализа (табл. 4) [1] показали, что гипотеза об однородности средних значений логарифмов долговечностей для выборок во всех случаях отвергаются. Значит, эксплуатационная наработка рабочих лопаток рассматриваемых двигателей оказывает значимое влияние на среднее значение долговечности исследуемых сплавов.

Таблица 4 Проверка однородности средних значений логарифмов долговечности

Параметр	Параметр Объем выборки		исло теней боды	F _{0,99}	H_0
		K ₁	К2		
$\lg \tau_p$	408	3	404	3,83	-

Из сопоставления средних значений величин времени до разрушения следует, что в процессе наработки имеет место снижение lgт_p, зависящее не только от наработки, но и от исходного уровня долговечности. Для количественной оценки снижения долговечности сплава ЖС30-ВИ была построена регрессионная зависимость:

$$\overline{\tau}_{P\tau} = \overline{\tau}_{pucx}^{1-0,000012\cdot\tau}, \qquad (1)$$

где $\bar{\tau}_{p \, ucx}$ — среднее значение долговечности в исходном состоянии в часах; τ — наработка в часах.

3. Влияние эксплуатационной наработки на предел длительной прочности

На основе результатов оценки влияния эксплуатационной наработки на время до разрушения материала рабочих лопаток турбин была проведена оценка влияния эксплуатационной наработки на предел длительной прочности указанного материала. Эта проверка проводилась с использованием уравнения, предложенного Голубовским Е.Р., Труниным И.И. и Голубовой Н.Г. [2, 3]:

$$lg \tau_{p} = -15,56 + 2 lg T - 4 lg \sigma + + \frac{26986}{T} - \frac{3,04}{T} \sigma; \qquad (2)$$

где τ_p – долговечность до разрушения, ч; T – температура, K;

σ – предел длительной прочности, МПа.

После подстановки в это уравнение выражение (1) и выполнив необходимые преобразования, получим формулу, позволяющую вычислить предел длительной прочности Г в зависимости от эксплуатационной наработки Д при данной температуре Т для исследуемого сплава. Это выражение примет вид:

$$\lg \tau_{p\tau} = (1 - 12 \cdot 10^{-6} \tau) \times \times (-15,56 + 2 \lg T - 4 \lg \sigma + \frac{26986}{T} - \frac{3,04}{T} \sigma); \quad (3)$$

На рис. 5 показана визуализация уравнения (3).

1000-



Рис. 5. Изменение предела длительной прочности σ сплава ЖС30-ВИ от долговечности τ_p при данных температуре t и наработке τ

Указанное уравнение является трансцендентным и точное аналитическое решение его относительно о невозможно. Вычисление кривых в табличной форме можно осуществлять на ЭВМ с использованием метода Ньютона.

4. Статистический анализ данных предела длительной прочности

По полученной зависимости (3) был осуществлен пересчет имеющихся выборок времен до разрушения в выборки пределов длительной прочности (табл. 5). После этого полученные выборки были подвергнуты статистической обработке с целью установления закона распределения и проверки принадлежности выборок к одной генеральной совокупности.

Таблица 5 Числовые характеристики выборок от

	1 1		т дл
τ, ч	$\overline{\sigma}$, MIIa	S_{σ} , МПа	S_{σ}^2
0	260,4	21,2	449,4
500-3500	256,49	19,6	384,46
3500-5500	253,52	16,54	273,61
5500-9500	249,8	18,05	326,15

Для проверки вида закона распределения предела длительной прочности после наработки использовался графический метод (рис. 6-9) и критерий Шапиро-Уилка.



го логарифма исходного _{тисх}



Рис. 7. График эмпирического распределения десятичного логарифма предела длительной прочности при τ = 500...3500 ч



Рис. 8. График эмпирического распределения десятичного логарифма предела длительной прочности σ при τ = 3500...5500 ч



Рис. 9. График эмпирического распределения десятичного логарифма предела длительной прочности σ при τ = 5500...9500 ч

Графики, построенные на нормальной вероятностной бумаге, достаточно хорошо аппроксимируются прямыми линиями, что свидетельствует о том, что закон распределения предела длительной прочности логарифмически нормальный.

Проверка соответствия полученных данных логарифмически нормальному закону распределения по критериям Пирсона (табл. 7) и Шапиро-Уилка (табл. 6) показала, что закон распределения предела длительной прочности до и после наработки является логарифмически нормальным при уровне значимости $\alpha = 0,05$.

Таблица 6

Проверка нормальности распределения логарифма предела длительной прочности по критерию Шапиро-Уилка

Наработка	Характе распред	ристики целения	W _{Dacu}	W _{0,05}	H_{0}
τ, ч	$l\overline{g}\sigma$	$S_{lg\sigma}$	расч		0
0	2,4156	0,0339	0,965	0,914	+
500-3500	2,4090	0,0317	0,944	0,916	+

Таблица 7 Проверка нормальности распределения логарифма предела длительной прочности по критерию Пирсона

Наработка	Характеристики распределения		χ^2_{pacy}	$\chi^{2}_{0.05}$	H_0
т, ч	$l\overline{g}\sigma$	$S_{lg\sigma}$			
3500-5500	2,4040	0,0270	17,64	21	+
5500-9500	2,3975	0,0296	12,11	14,1	+

Проверка по критерию Бартлета (табл. 8) показала, что для рабочих лопаток первой ступени двигателей НК-86А имеет место однородность дисперсий логарифмов предела длительной прочности.

Результаты дисперсионного анализа показали, что для всех исследуемых величин гипотеза об однородности средних значений логарифмов пределов длительной прочности для выборок во всех случаях отвергаются. Значит, эксплуатационная наработка рабочих лопаток рассматриваемых двигателей оказывает значимое влияние на среднее значение предела длительной прочности исследуемых сплавов.

Таблица 8

Проверка однородности средних значений логарифмов предела длительной прочности

Параметр	Объем выборки	Число степеней свободы		F _{0,99}	H_{0}
		К1	К2		
$\lg \sigma$	408	3	404	3,83	-

Зависимости (1) и (3) могут использоваться при оценке ресурса рабочих лопаток турбин авиационных ГТД как при проектировании, так и при индивидуальной оценке ресурса.

Перечень ссылок

1. Степнов М.Н., Шаврин А.В. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. 2–е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2005. – 400 с

2. Трунин И.И., Голубовский Е.Р., Голубова Н.Г. О возможности описания температурно-временной зависимости характеристик жаропрочности уравнениями одного типа. М.: Деп. СИФ НИИинформтяжмаш. 1974. (РЖ Механика. 1974. Реф. 9В960)

3. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов // М.: Машиностроение. 1998. - 464 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Н.П. Веліканова, П.Г. Веліканов, О.С. Кисельов. Вплив експлуатаційної наробки на характеристики тривала міцність жароміцних сплавах для робочих лопаток турбін авіаційних ГТД

На основі результатів випробувань за ГОСТ 10145-81 «Метали. Метод випробування на тривалу міцність» був проведений аналіз впливу експлуатаційного напрацювання на характеристики тривалої міцності жароміцного сплаву для робочих лопаток турбін авіаційних ГТД. У рамках статистичного аналізу були вирішені наступні завдання: визначення числових характеристик для вибірок з різним рівнем напрацювання; визначення закону розподілу характеристик жароміцності; визначення впливу експлуатаційного напрацювання на закон і числові характеристики розподілів. У результаті були запропоновані моделі для оцінки ресурсу робочих лопаток турбін авіаційних ГТД як при проектуванні, так і при індивідуальній оцінці ресурсу.

Ключові слова: ресурс, двигун, лопатка, температура, турбіна, сплав ЖС30-В, жароміцність.

N.P. Velikanova, P.G. Velikanov, A.S. Kiselev. Influence of operational hours on the strength characteristics of long working for superalloys of turbine blade of gas turbine engines

Based on the results of tests according to GOST 10145-81 «Metals. Test method for longterm strength» analyzed the influence of operational developments on the characteristics of longterm strength of heat-resistant alloy for turbine blades of aircraft gas turbine engine. In the statistical analysis were solved the following problems: determination of numerical characteristics for samples with different levels of use, the definition of the distribution characteristics of heat resistance, determine the effect of operating time between the law and the numerical characteristics of the distributions. As a result of proposed models for estimating resource working blades of turbines gas turbine engines in both the design and at an individual assessment of the resource.

Key words: resource, engine, blade, temperature, turbine, alloy ZHS30-VI, heat resistance.

УДК 669.14.018.44:539.4

Е.Р. Голубовский¹, Н.Г. Бычков¹, А.Ш. Хамидуллин¹, О.А. Базылева²

¹ФГУП ЦИАМ им.П.И. Баранова, Россия ²ФГУП ВИАМ, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ АНИЗОТРОПИИ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ МОНОКРИСТАЛЛОВ СПЛАВА НА ОСНОВЕ NI₃AL ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕТАЛЕЙ АГТД*

Представлены результаты экспериментального исследования термической усталости монокристаллов сплава ВКНА-1В на основе интерметаллида Ni₃Al в условиях термоциклов 100 \leftrightarrow 850 °C, 100 \leftrightarrow 1050 °C и 100 \leftrightarrow 1100 °C с контролируемым напряжением в цикле. На основании результатов испытаний цилиндрических монокристаллических образцов с аксиальными кристаллографическими ориентациями <001>, <011> и <111> получены расчетно- экспериментальные зависимости числа циклов до разрушения от размаха термических напряжений в цикле для каждой исследованной кристаллографической ориентации. Установлено, что на базе $N = 10^3$ термоциклов с максимальной температурой цикла 850 и 1050 °C наибольшим сопротивлением термической усталости обладает аксиальная кристаллографическая ориентация <111>, а при 1100 °C на этой базе монокристаллы всех трех ориентаций практически одинаково сопротивляются термической усталости. На базе $N = 10^4$ термоциклов при максимальной температурах 1050 °C и 1100 °C – ориентация <011>.

Ключевые слова: Термическая усталость, монокристаллы, сплав на основе интерметаллида Ni₂Al, кристаллографическая ориентация, термоцикл.

Введение

Одним из перспективных направлений развития никелевых жаропрочных сплавов для литья монокристаллических лопаток и иных деталей высокотемпературных турбин, как отмечается в работах ВИАМ, является разработка сплавов на основе интерметаллида Ni_3Al – сплавов семейства ВКНА [1,2] с ГЦК-решеткой. Интерметаллидные сплавы обладают меньшей плотностью ($\rho \leq 8000 \text{ кг/м}^3$), более высокой жаростойкостью и жаропрочностью при температурах $T \geq 1000$ °C, чем никелевые жаропрочные литейные сплавы семейства ЖС (γ - γ).

Результаты исследований монокристаллов никелевых сплавов свидетельствует о значительной зависимости характеристик упругости и конструкционной прочности от кристаллографической ориентации (КГО). При этом характер этой зависимости не монотонный и может изменяться с температурой и долговечностью [3-5]. Наименее изученными в этом отношении являются характеристики термической усталости, которые в значительной степени зависят от модуля нормальной упругости E^{<hkl>} в кристаллографическом направлении <hkl>

мации может определяться соотношением σ_{терм.}~ $\alpha^* E^* \Delta T$ (где α - коэффициент термического растяжения - КТР). Однако известные результаты исследования термической усталости не дают однозначного ответа по преимуществу КГО. Так, например, результаты исследования механической и термической усталости монокристаллов сплава ЖС6Ф [3,4] свидетельствуют о том, что сопротивление термической усталости монокристаллов с аксиальной КГО <111> занимает промежуточное значение между КГО <001> и КГО <011>; при этом значения модуля $E^{<111>}$ более чем в два раза превышают модуль E^{<001>} и в 1.3 раза модуль E^{<011>} (необходимо отметить, что для сплавов с ГЦК-решеткой, КТР – изотропен).

В этой связи в настоящей работе была поставлена задача исследования термической усталости монокристаллов интерметаллидного сплава ВКНА-1В в диапазоне температур рабочих лопаток ТВД.

1. Материал, образцы и методика испытаний

В качестве объектов исследования использованы цилиндрические образцы из монокристаллических литых заготовок (~Ø16 мм, L ~200 мм) сплава ВКНА-1В[1,2]. Монокристаллические об-

© Е.Р. Голубовский, Н.Г. Бычков, А.Ш. Хамидуллин, О.А. Базылева, 2011

разцы имели следующие размеры — общая длина образца $L_{oбp.} = 70$ мм, диаметр и длина рабочей части соответственно d = 5 мм и l = 36 мм. Было изготовлено три партии образцов (по 30 шт. в каждой партии). Одна партия образцов имела аксиальную КГО - <001>, вторая партия - <011> и третья партия - <111>. Отклонение оси образца от указанных КГО не превышало 10°. Значения модулей нормальной упругости для КГО <001>, <011> и <001> представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения модуля нормальной упругости E^{<hkl>} для КГО <001>, <011> и <111> в зависимости от температуры T (по данным ВИАМ)

T, ℃	Средние значения модуля Е для КГО, ГПа			
	<001>	<011>	<111>	
20	126	221	303	
800	90	174,5	228,75	
900	78,5	157,5	207	
1000	70,75	145,5	184,25	

Испытания образцов на малоцикловую термоусталость были проведены в соответствии с требованиями стандартов [7-9] по методике Коффина, которая реализована на установках ЦИАМ (тип-П651), показанных на рис. 1. Испытания на термоусталость проводились при «мягком» нагружении (при контролируемом напряжении в цикле) на трех установках с различной толщиной мембран (8...60 мм).



Рис. 1. Схема установки П-651 для испытаний на термоусталость (1 – образец, 2 – захваты, 3 – мембраны изменяемой жесткости, 4 –динамометрические стойки, 5 и 6 – электроизолирующие шайбы и втулки соответственно, 7 и 8 – тензодатчик и регистрирующий прибор соответственно, 9 и 10 – термопара и регистрирующий прибор соответственно)

Образец 1 закреплялся в захватах 2 испытательной машины. Сами захваты жестко крепятся к мембранам 3 изменяемой жесткости. Мембраны связаны между собой динамометрическими стойками 4, изолированными от мембран текстолитовыми шайбами 5 и втулками 6. Показания тензодатчиков 7 динамометров передаются на регистрирующий прибор. Нагрев образцов осуществлялся прямым пропусканием электрического тока плотностью $J < 30 \text{ A/mm}^2$. Испытания образцов проводились по стандартной методике при пилообразном цикле изменения температуры без выдержки на T_{\min} и T_{\max} (рис. 2).



Рис. 2. Изменение температуры в цикле в процессе испытаний

Средняя скорость нагрева образцов dT/dτ ≈ 80 °С/сек. Управление термоциклом осуществлялось с помощью термопары 9 (рис. 1), приваренной к образцу вблизи зоны с максимальной температурой.

Контроль за величиной температуры в зоне T_{max} осуществляется оптическим пирометром фирмы «Mikron» S-770.

Режим термоциклирования отлаживался на технологическом образце (один образец от каждой партии на каждом температурном режиме) при свободном штоке верхнего захвата. После отладки температурного режима шток верхнего захвата закреплялся при достижении температурой на образце среднего значения равного $T_{средн.}=0,5(T_{max} + T_{min})$.Заданный режим изменения нагрузки (напряжений) достигался через 9-10 термоциклов.

Испытания образцов из сплава ВКНА-1В с аксиальными КГО <001>, <011>, <111> проводились по температурным режимам 100 \leftrightarrow 850 °C, 100 \leftrightarrow 1050 °C и 100 \leftrightarrow 1100 °C. На каждом температурном режиме испытания проводились для 3-х уровней размаха напряжений в термоцикле по 3 образца для каждого уровня.

Цилиндрические монокристаллические образцы из сплава ВКНА-1В с КГО <001>, <011> и <111> были испытаны по режимам, представленным в табл. 2. В условиях каждого режима было испытано по три образца с соответствующей аксиальной КГО.

Для построения кривой термоусталости, при заданной аксиальной КГО в условиях одного температурного режима, использовались результаты испытаний 10 образцов (1 технологический + 9 зачетных).

Испытания проводились до момента разрушения (обрыва) образца.

Таблица 2

Режимы испытаний монокристаллических образцов из сплава ВКНА-1В на термоусталость при границах термоцикла 100↔850 °C, 100↔1050 °C и 100↔1100 °C (значения Т_{тах}, размах напряжений в термоцикле Δ σ_{терм}, максимальные растягивающие и сжимающие напряжения в термоцикле соответственно

σ_{раст.} и σ_{сж}.)

Т _{мах,}	КГО, <hkl></hkl>	$\Delta \sigma_{\text{терм}},$ MПа	σ _{раст.} , МПа	σ _{сж} , МПа
U U		1079	549	530
850	<001>	785	392	392
		716	373	343
		1177,2	451,3	784,8
	<011>	1079,1	431,6	647,5
		833,9	412,0	421,8
	<111>	1245,9	686,7	559,2
		1079,1	549,4	529,7
		981,0	510,1	470,9
1050	<001>	892,7	441,5	451,3
		588,6	353,2	235,4
		490,5	363,0	127,5
	<011>	833,9	412,0	421,8
		735,8	412,0	323,7
		686,7	343,4	343,4
	<111>	1373,4	882,9	490,5
		981,0	706,3	274,7
		833,9	490,5	343,4
1100	<001>	784,8	382,6	402,2
		637,7	382,6	255,1
		539,6	313,9	225,6
	<011>	784,8	412,0	421,8
		686,7	343,4	343,4
		637,7	294,3	343,4
	<111>	882,9	313,9	569,0
		686,7	343,4	343,4
		588,6	313,9	274,7

2. Полученные результаты и их обсуждение

Результаты испытаний каждого образца приведены на рис. 3. Полученные экспериментальные данные были обработаны методом наименьших квадратов по степенной и экспоненциальной зависимостям числа циклов до разрушения N от размаха напряжений в цикле Δσ:

$$N^{\langle hkl \rangle} = A^* (\Delta \sigma^{\langle hkl \rangle})^{-n} \tag{1}$$

$$N^{\langle hkl \rangle} = B^* \exp(-\beta^* \Delta \sigma^{\langle hkl \rangle}) \tag{2}$$



Рис. 3. Термоциклическая долговечность монокристаллов сплава ВКНА-1В в зависимости от кристаллографичес-кой ориентации: а – 100↔850 °C, б – 100↔1050 °C, в – 100↔1100 °C.

Кривые, рассчитанные по уравнению (2) с коэффициентами (табл. 2): 1 – <001>, 2 – <011>, 3 – <111>. (X-<001>, Δ-<011>, □ -<111> – результаты испытаний образцов)

Результаты обработки экспериментальных данных показали, что для всех рассмотренных КГО более высокие значения коэффициента корреляции имеет зависимость (2). Поэтому кривые термоциклической долговечности были построены по уравнению (2) с численными значениями коэффициентов В и β, представленными в табл.3. Кривые термической усталости представлены на рис. 3.

Таблица 3

Численные значения коэффициентов уравнения (2), полученные по результатам испытаний на термическую усталость монокристаллических образцов из сплава ВКНА-1В с аксиальными КГО <001>, <011> и <111>

Термоцикл	T _{max} ,	КГО,	lg B	β
	°C	<hkl></hkl>		
100 ↔850 °C	850	<001>	5,40	0,005
		<011>	7,33	0,009
		<111>	6,05	0,005
100↔1050 °C	1050	<001>	5,58	0,010
		<011>	8,67	0,018
		<111>	5,21	0,005
100 ↔1100 °C	1100	<001>	5,74	0,010
		<011>	6,65	0,013
		<111>	4,95	0,007

Анализ кривых и результатов испытаний образцов (рис. 3) свидетельствует об удовлетворительном соответствии расчета и эксперимента.

Заключение

Характер кривых термической усталости, полученных при различных значениях максимальной температуры термоцикла, позволяет утверждать о неоднозначной зависимости сопротивления термической усталости как от КГО, так и от числа циклов до разрушения N. Так, на базе $N = 10^3$ термоциклов с максимальной температурой цикла 850 °С и 1050 °С наибольшим сопротивлением термической усталости обладают монокристаллы сплава ВКНА-1В с аксиальной кристаллографической ориентацией <111>, а при 1100°С на этой базе монокристаллы всех трех ориентаций практически одинаково сопротивляются термической усталости. На базе N=10⁴ термоциклов при максимальной температуре цикла 850°С наибольшее сопротивление имеет ориентация <111>, а при температурах 1050 °С и 1100 °С - ориентация <011>. Сопротивление термической усталости образцов с аксиальной КГО <011> занимает промежуточное значений для циклической долговечности на базе 10³-10⁴ циклов. Полученные результаты свидетельствуют также об отсутствии явной зависимости сопротивления термической усталости от модуля нормальной упругости E^{<hkl>}.

Перечень ссылок

1. Каблов Е.Н. Жаропрочные сплавы на основе интерметаллида Ni₃Al./ Каблов Е.Н., Бунтушкин В.П., Базылева О.А., Герасимов В.В., Тимофеева О.Б. -Тр. межд. научно-техн. конф. «Научные идеи С.Т. Кишкина и современное материаловедение», 25-26 апреля 2006.- М.: ВИАМ, 2006.- С.71-75.

2. Каблов Е.Н. Новая основа для создания литейных высокотемпературных жаропрочных сплавов / Каблов Е.Н., Базылева О.А., Воронцов М.А. - Материаловедение и термическая обработка металлов», 2006 г., №8.

3. Дульнев Р.А. Ориентационная зависимость термической усталости монокристаллов никелевого сплава / Р.А.Дульнев, И.Л.Светлов, Н.Г. Бычков, Т.В. Рыбина, Н.Н.Суханов, Т.А. Гордеева, Е.Н. Доброхвалова, А.И.Епишин, А.И. Кривко, М.П. Назарова - Проблемы прочности №11, 1988, С. 3-9.

4. Kablov E.N. Anisotropy of low cycle and thermal fatigue of single-crystal as cast nickel-base superalloy GS6F / Kablov E.N., E.R. Golubovskiy, A.I. Epishin, I.L. Svetlov - В кн. «Proceeding of the Fifth International Conference on Low Cycle Fatigue – LCF-5», Berlin, Germany, September 9-11, 2003, изд. DVM, 2004, Berlin, Germany, P.153-158.

5. Голубовский Е.Р. Влияние кристаллографической ориентации на прочностные характеристики монокристаллов никелевого жаропрочного сплава / Голубовский Е.Р., И.Л Светлов, А.И. Епишин - Научные труды МАТИ. Вып. 8(80), 2005, М., РГТУ-МАТИ им. К.Э Циолковского, С.22-27.

6. Голубовский Е.Р. Температурно-временная зависимость анизотропии характеристик длительной прочности монокристаллов никелевых жаропрочных сплавов / Голубовский Е.Р. Светлов И.Л. - Проблемы прочности, 2002, №2, С. 5-19.

7. ОСТ 10970-80 «Методика испытаний на термоусталость», М., Госстандарт, 1980 г.

8. ГОСТ 25505-85 «Методы испытаний на малоцикловую усталость при термомеханическом нагружении», М., Госстандарт, 1985 г.

9. «Машины и установки для испытаний при термомеханическом малоцикловом нагружении», Методические указания для стран — членов СЭВ, М., Госстандарт, 1988 г.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Є.Р. Голубовьский, Н.Г. Бичков, А.Ш. Хамідуллін, О.А. Базилєва. Експериментальна оцінка кристалографічної анізотропії термічної втоми монокристалів сплава на основі Ni₃Al для високотемпературних деталей АГТД

Представлено результати експериментального дослідження термічної втоми монокристалів сплаву ВКНА-1В на основі інтерметаліда Ni₃Al в умовах термоциклів 100 \leftrightarrow 850 °C, 100 \leftrightarrow 1050°C і 100 \leftrightarrow 1100°C з контрольованим напруженням у циклі. Засновуючись на результатах випробувань циліндричних монокристалічних зразків з аксіальними кристалографічними орієнтаціями <001>, <011> і <111> отримано розрахунково-експериментальні залежності кількості циклів до руйнування від розмаху термічної напружень в циклі для кожної досліджуваної кристалографічної орієнтації. Встановлено, що на базі N = 10³ термоциклів з максимальною температурою циклу 850 і 1050 °C найбільший спротив до термічної втоми має аксіальна кристалографічна орієнтація <111>, а при 1100 °C на цій базі монокристали усіх трьох орієнтацій практично однаково опираються термічній втомі. На базі N = 10⁴ термоциклів при максимальній температурі циклу 850 °C і 1100 °C – орієнтація <011>.

Ключові слова: Термічна втома, монокристали, сплав на основі інтерметаліда Ni₃Al, кристалографічна орієнтація, термоцикл.

E.R. Golubovskiy, N.G. Bychkov, A.S. Khamidullin, O.A. Bazyleva. Experimental estimation crystallographic anisotropies of thermal fatique of single-crystals of the alloy on basis NI₃AL for high-temperature details of aviation gas turbine engines

Results of an experimental research of thermal fatigue of single crystals of alloy BKHA-1B (on the basis of intermetallic Ni₃Al) in conditions thermo-cycles $100\leftrightarrow 850$ °C, $100\leftrightarrow 1050$ °C and $100\leftrightarrow 1100$ °C with a controlled stress in a cycle. On the basis of results of tests of cylindrical monocrystals samples with axial crystallographic orientations <001>, <011> and <111> are received it settlement experimental dependences of number of cycles before destruction from scope of thermal stresses in a cycle for everyone investigated crystallographic orientations. It is established, that on baseline $N = 10^3$ thermo-cycles with the maximum temperature of a cycle 850 and 1050 °C the greatest resistance of thermal fatigue has axial crystallographic orientation <111>, and at 1100 °C on this baseline monocrystals of all three orientations practically equally oppose to thermal fatigue. On baseline $N = 10^4$ thermo-cycles e at the maximum temperature of a cycle 850°C orientation <111> has the greatest resistance, and at temperatures 1050 °C and 1100 °C – orientation <011>.

Key words: Thermal fatigue, single crystals, alloy on the basis of intermetallic Ni₃Al, crystallographic orientation, thermo-cycle.

УДК 620.178.2(045)

С.В. Щепак, Д.Н. Костенюк, Г.С. Сейдаметова, М.В. Лисовская

Национальный авиационный университет, Украина

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЖИВУЧЕСТИ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА ПО ПАРАМЕТРАМ ДЕФОРМАЦИОННОГО РЕЛЬЕФА У КОНЦЕНТРАТОРА НАПРЯЖЕНИЙ

Проведено исследование особенностей зарождения и развития трещин усталости в конструкционном алюминиевом сплаве Д16АТ. Показано, что усталостная трещина формируется в плакирующем слое. Поврежденность материала вблизи концентратора напряжений оценивается по насыщенности деформационного рельефа поверхности плакирующего слоя. Для количественной оценки деформационного рельефа и соответствующей поврежденности используется компьютеризированный оптический метод. Показана зависимость начальной скорости развития трещины от состояния материала у концентратора напряжений к моменту ее старта.

Ключевые слова: алюминиевые сплавы, усталость, плакирующий слой, усталостная трещина, деформационный рельеф.

Введение

Известно, что скорость развития усталостной трещины зависит от напряженного состояния в кончике трещины и характеристик материала.

Свойства материала изменяются в процессе циклического нагружения. В ряде случаев эти изменения можно наблюдать и количественно оценивать по состоянию деформационного рельефа поверхности. Деформационный рельеф представляет собой систему экструзий, интрузий, полос скольжения.

К материалам, на поверхности которых можно наблюдать деформационный рельеф, относятся плакированные алюминиевые сплавы: Д16АТ, B95, 2024Т3, 7075Т6.

Ранее было показано, что по параметрам деформационного рельефа можно прогнозировать момент формирования трещины.

В представленной работе показана связь длительности развития трещины с параметрами деформационного рельефа, сформировавшегося у концентратора напряжений к моменту ее появления.

1. Формирование трещины в плакирующем слое

Несмотря на применение новых композиционных материалов, алюминиевый сплав Д16АТ остается одним из наиболее широко применяемых материалов в авиационных конструкциях. На самолетах зарубежного производства широкое применение получил сплав 2024 ТЗ, который по составу и по механическим характеристикам аналогичен сплаву Д16АТ.

Для защиты от коррозии листовой сплав Д16АТ плакируется алюминием, толщина которого составляет 5-7% от толщины листа. На плакирующем слое под действием циклического нагружения формируется деформационный рельеф, являющийся индикатором накопленного усталостного повреждения.

При напряжениях, соответствующих эксплуатационному уровню нагрузок, действующих на конструкцию самолета, деформационный рельеф можно наблюдать с помощью оптического металлографического микроскопа после первых нескольких тысяч циклов нагружения (рис. 1).



Рис. 1. Деформационный рельеф у концентратора напряжений, увеличение ×50; максимальное напряжение цикла – 180,0 МПа; R = 0; N = 200000 циклов

Для количественной оценки накопленного повреждения был предложен параметр повреждения D, который определяется как отношение площади поверхности с признаками рельефа к общей наблюдаемой площади поверхности у концентратора напряжений. [1].

Оценка поврежденности производится по цифровым фотографиям рельефа при увеличении ×150 - ×350.

© С.В. Щепак, Д.Н. Костенюк, Г.С. Сейдаметова, М.В. Лисовская, 2011

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2011

Был предложен также дополнительный параметр — фрактальная размерность кластеров деформационного рельефа [2].

Предложенные параметры деформационного рельефа позволяют прогнозировать достижение критического состояния. В проведенных ранее исследованиях критическим состоянием считалось появление усталостной трещины.

В представленной работе исследовались образцы, испытанные при 60,0 МПа; 70,0 МПа; 80,0 МПа. Число циклов до формирования усталостной трещины длиной 1,0 мм составляло от 37000 до 322200 для образцов, испытанных при 60,0 МПа; от 40000 до 170400 для образцов, испытанных при 70,0 МПа; от 8800 до 66000 для образцов, испытанных при 80,0 МПа.

Число циклов до разрушения находилось в диапазоне от 76700 до 340000 для образцов, испытанных при 60,0 МПа ; от 81600 до 215600 для образцов, испытанных при 70,0 МПа; от 20500 до 73200 для образцов, испытанных при 80,0 МПа.

Фрактографические исследования были проведены для определения роли плакирующего слоя в процессе усталостного повреждения и разрушения. Кроме того, проведенное исследование позволило получить данные о характере разрушения конструкционного алюминиевого сплава Д16АТ при режимах нагружения, близких к эксплуатационным.

Известно, что физико-механические свойства плакирующего слоя существенно отличаются от свойств основного материала.

Сплав Д16АТ имеет границу прочности 405 МПа, границу текучести 270 МПа, максимальное относительное удлинение 13%, модуль упругости 71 МПа [3]. Кроме алюминия этот сплав содержит: медь – 3,8 – 4,9%, магний – 1,2 – 1,8%, марганец – 0,3 – 0,9%.

Для плакирования листов сплава Д-16 используется алюминий марки АД-1 (А5). Прочность плакирующего слоя значительно ниже прочности матрицы.

Механические свойства технического алюминия в отожженном состоянии [3]: $\sigma_{\rm B} = 80$ МПа; $\sigma_{0,2} = 30$ МПа; $\delta = 13\%$; $\psi = 80\%$; E = 71·10⁴ МПа; G = 27·10³ МПа; $\sigma_{-1} = 40$ МПа (на базе 5×10⁸ циклов); $\mu = 0$.

Технический алюминий АД-1 содержит примеси, не более: 0,3% Fe; 0,3% Si; 0,05% Cu; 0,025% Mn; 0,1% Zn; 0,15% Ti; 0,05% Mg.

Сканирующая электронная микроскопия (микроскоп CEM-515 фирмы «Philips») показала, что во всех рассмотренных случаях усталостная трещина формировалась в плакирующем слое.

Это указывает на связь состояния плакирующего слоя с процессом разрушения, т.е. как с продолжительностью инкубационной стадии, так и стадии распространения трещины. На рис. 2 показана поверхность разрушения одного из испытанных образцов. Исследованиями очага разрушения установлено, что трещина возникла от участка размером порядка 50 мкм, локальный концентратор зарождения трещины – ослабление границы зерен. Магистральное разрушение развивалось внутризеренно, радиально распространяясь от очага. Характер разрушения – транскристаллитное хрупкое в сочетании с квазихрупким.

Участок, где направление фронта трещины в центральной области излома соответствует общему направлению разрушения, находится на расстоянии порядка 2 мм от концентратора.



Рис. 2. Очаг разрушения. Стрелками показано начальное направление распространения трещины, увеличение ×300

2. Критическое значение параметра повреждения D

Значение параметра повреждения D, при котором возникает трещина можно назвать критическим. Очевидно, что в случае отсутствия иных факторов, инициирующих старт трещины, критический параметр повреждения должен быть константой материала, характеризующей предельную локальную поврежденность.

Однако наличие включений, микроконцентраторов напряжений, кристаллографическая анизотропия могут привести к такому локальному повреждению, которое не находит отражения в значении параметра повреждения. Проведенные исследования показывают, что различие в значениях критического параметра повреждения при некоторых режимах нагружения может достигать 25% (рис. 3).



Рис. 3. Изменение параметра повреждения D в процессе циклического нагружения, σ_{max} =120,2 МПа

На рис. 3 относительное количество циклов нагружения $N_{\text{отн.}}$ определяется как отношение поточного количества циклов нагружения N_i к числу циклов, которое соответствует достижению критического состояния $N_{\text{крит.}}$

Приведенные данные говорят о наличии разброса характеристик материала, в котором происходит формирование и начальное развитие трещины и о возможном влиянии критического значения параметра повреждения на начальную скорость развития трещины.

Методически оптимальным является способ определения критического параметра D, основывающий на мониторинге параметра повреждения в процессе циклического нагружения. Рис. 4 иллюстрирует указанную процедуру. Максимальное значение параметра повреждения, соответствующее появлению трещины составляет 0,101. Испытание проводилось при максимальном напряжении цикла σ_{max} =70,0 МПа.



Рис. 4. График изменения параметра повреждения D в ходе циклического нагружения

3. Исследование связи между критическим параметром повреждения и живучестью

Исследовались образцы алюминиевого сплава Д16АТ размером 300×80×1,5 мм с боковым надрезом. Для исследования связи между критическим параметром повреждения и живучестью проведено три серии усталостных испытаний при максимальных напряжениях цикла: 1) 60,0 МПа; 2) 70,0 МПа; 3) 80,0 МПа. Коэффициент асимметрии R=0, частота нагружения 11,0 Гц.

Для каждого образца было зафиксировано максимальное (критическое) значение параметра повреждения. Максимальное отклонение критического параметра (D_{крит.}) от его среднего значения (D_{крит.сред.}) составляет:

для образцов, испытанных при 60,0 МПа – 9%;

для образцов, испытанных при 70,0 МПа – 13%;

- для образцов, испытанных при 80,0 МПа – 15%.

В ходе эксперимента фиксировалось количество циклов N_{треш}, при котором трещина дос-

тигала длины 1,0 мм, количество циклов, при котором образец разрушался $N_{pa3p.}$ и определялась живучесть образца $N_{жив}$, как разность между количеством циклов, при котором образец разрушился и количеством циклов, при котором появилась трещина длиной 1,0 мм.

Таким образом:

$$N_{\mu u B} = N_{pasp} - N_{T peu}$$

Выбор длины начальной трещины 1,0 мм обусловлен возможностями оптического контроля. Трещина длиной 1,0 мм определяется достаточно надежно и с точностью не менее 0,05 мм.

На рис. 5 представлен график зависимости живучести образцов алюминиевого сплава от критического параметра повреждения. Испытания проведены при напряжении 80,0 МПа.

Представленный график отражает связь локальной поврежденности материала в зоне формирования трещины со скоростью развития усталостной трещины. Как видно из графика, увеличение поврежденности, характеризуемое критическим значением параметра повреждения, приводит к увеличению скорости распространения трещины.



Рис. 5. График зависимости живучести алюминиевого сплава от критического параметра повреждения. Величина коэффициента детерминации R² = 0,7892

Размер зоны у концентратора напряжений, в которой на инкубационной стадии усталости формируется деформационный рельеф зависит от формы концентратора, материала и напряженного состояния. В проведенных исследованиях эта зона составляла 3-4 мм. В связи с этим, важно выяснить в какой степени величина критического параметра повреждения D у концентратора влияет на различные этапы распространения трещины.

Рассмотрены данные о влиянии критического параметра D на скорость распространения трещины при изменении ее длины от 1,0 до 3,0 и от 9,0 до 12,0 мм соответственно. Испытания проводились при максимальном напряжении цикла 80 МПа. В обоих случаях установлена линейная зависимость между указанными характеристиками. При распространении трещины в зоне начального формирования деформационного рельефа у концентратора теснота связи характеризуется коэффициентом детерминации $R^2 = 0,8627$; при распространении трещины вдали от концентратора коэффициент детерминации зависимости скорости трещины от критического параметра повреждения $R^2 = 0,5995$.

Полученный результат говорит о том, что на продолжительность стадии живучести в целом, значительно влияет начальная скорость развития трещины, т.е. стадия ее распространения в зоне деформационного рельефа, сформировавшегося у концентратора.

Заключение

Усталостные трещины в плакированных алюминиевых сплавах зарождаются в плакирующем слое у концентратора напряжений. Интенсивность деформационного рельефа, сформировавшегося у концентратора напряжений и характеризующего локальную поврежденность материала оказывает влияние на скорость распространения усталостной трещины.

Перечень ссылок

1. Игнатович С.Р. Эволюция поврежденности сплава Д16АТ у концентратора на стадии до зарождения усталостной трещины / С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, О.М. Карускевич // Авиационно-космическая техника и технология. Науч.технич. Журнал Нац.аэрокосм.ун-та им.Н.Е.Жуковского. ХАИ – 2004. – № 4 (12). – С. 29-32.

2. Оценка накопленного усталостного повреждения по насыщенности и фрактальной размерности деформационного рельефа / М. В. Карускевич, Е. Ю. Корчук, Т. П. Маслак [и др.] // Проблемы прочности – 2008. – № 6 (396). – С. 128–135.

3. Лужникова Л.П. Материалы в машиностроении : книга в 2 т. / Л. П. Лужникова. — М.: Машиностроение, 1967 — Том.1: Цветные металлы и сплавы.—1967. — 304 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

С.В. Щепак, Д.М. Костенюк, Г.С. Сейдаметова, М.В. Лісовська. Прогнозування живучості алюмінієвого сплаву по параметрам деформаційного рельєфу біля концентратора напружень

Проведено дослідження особливостей зародження і розвитку втомних тріщин в конструкційному алюмінієвому сплаві Д16АТ. Показано, що втомна тріщина формується в плакуючому шарі. Пошкоджуваність матеріала поблизу концентратора оцінюється по насиченості деформаційного рельєфу поверхні плакуючого шару. Для кількісної оцінки деформаційного рельєфу і відповідної пошкоджуваності використовується комп'ютеризований оптичний метод. Показана залежність початкової швидкості розвитку втомної тріщини від стану матеріалу поблизу концентратора напружень в момент її старта.

Ключові слова: алюмінієві сплави, втома, плакуючий шар, втомна тріщина, деформаційний рельєф.

S.V. Shchepak, D.M.Kosteniuk, G.S.Seidametova, M.V.Lisovska. Fatigue crack propagation prediction by the parameters of the deformation relief near the stress concentrator

Investigation of the fatigue crack nucleation and propagation in constructional aluminium alloy D16AT has been carried out. It was shown that fatigue crack is nucleating in the clad layer. Material damage near the stress concentrator can be estimated by the intensity of the clad layer surface deformation relief. For the quantitative estimation of the deformation relief and correspondent damage the computer aided optical method is used. The dependence of the fatigue crack initial rate on the material state near the stress concentrator at the moment of the crack start is shown.

Key words: aluminium alloys, fatigue, clad layer, fatigue crack, deformation relief.
УДК 539.376

А.М. Локощенко

НИИ механики МГУ имени М.В.Ломоносова, Москва

СПЛЮЩИВАНИЕ ДЛИННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНЕШНЕГО РАВНОРАСПРЕДЕЛЕННОГО ДАВЛЕНИЯ

Проанализированы различные подходы при исследовании цилиндрических оболочек под действием внешнего равнораспределенного давления. Рассмотрены оболочки, изготовленные из склерономных или реономных материалов, при малых и больших перемещениях, при разных видах начальных несовершенств и т.д. Основное внимание уделяется анализу поведения оболочек при больших перемещениях. Изучено сплющивание оболочек, находящихся в условиях установившейся или неустановившейся ползучести, при учете степенной и дробно-степенной моделей. Анализ результатов известных испытаний оболочек показал хорошее соответствие экспериментальных и теоретических значений времен сплющивания.

Ключевые слова: цилиндрические оболочки, деформирование, сплющивание, ползучесть, внешнее равнораспределенное давление.

Тонкая длинная цилиндрическая оболочка часто является составным элементом сложных конструкций. В тех случаях, когда такая оболочка находится под действием внешнего равнораспределенного давления при комнатной температуре, необходимо знать предельное давление, которое оболочка в состоянии выдержать. Если такая оболочка находится под действием внешнего давления при высоких температурах, то анализ ее поведения в основном связан с определением времени, в течение которого она может выдерживать заданное давление. Цилиндрические оболочки, как правило, имеют настолько большую длину по сравнению с размерами поперечного сечения, что влиянием краевых закреплений можно пренебречь. В этих условиях исследуется поведение колец единичной ширины. Особый интерес представляет определение зависимости времени до сплющивания кольца от формы и размеров его начальных несовершенств.

В данной статье приведен обзор различных подходов при исследовании поведения кольца с начальными несовершенствами под действием внешнего равнораспределенного давления. При этом рассмотрены решения задач о деформировании колец из склерономных и реономных материалов, при малых и больших перемещениях, при разных видах начальных несовершенств и т.д.

При решении этих задач рядом ученых (в частности, [1]) предполагалось, что в процессе деформирования кольцо все время остается слегка овальным и его радиальное отклонение от круглого кольца пропорционально косинусу двойного полярного угла. Такая гипотеза позволяет исследовать деформирование кольца только при относительно малых прогибах, т.е. при радиаль-

ных перемещениях, малых по сравнению со средним радиусом исходного кольца. С.А.Шестериков в 1966 г. предложил подход для исследования деформирования кольца, при котором его перемещения имеют порядок среднего радиуса. С этой целью форма срединной линии кольца аппроксимируется кривой, полученной сопряжением двух дуг окружности, изменения радиусов которых во времени определяются из решения задачи. В этой постановке исследуется деформирование кольца вплоть до сплющивания. В различных задачах рассматриваются предложения о закреплении точки сопряжения дуг окружностей или о возможности перемещения этой точки в процессе сплющивания. При исследовании колец из склерономного материала получены решения для линейно- и нелинейно-упругого, упруго-идеального пластического материала, материала с линейным упрочнением. Изучено сплющивание колец, находящихся в условиях установившейся или неустановившейся ползучести, при учете степенной или дробно-степенной зависимости интенсивности скоростей деформаций ползучести от интенсивности напряжений. В качестве характеристики начального несовершенства рассматривается кольцо как с двумя осями симметрии (овал), так и с одной осью симметрии (локальная вмятина). В некоторых задачах интегрирование напряжений вдоль поперечного сечения кольца приводит к громоздким выражениям, в этих случаях для исключения такого интегрирования используется предложенная Ю.Н. Работновым двухслойная модель кольца.

При исследовании ползучести овального кольца вводятся в рассмотрение две малые величины: отношение толщины кольца к его среднему

[©] А.М. Локощенко, 2011

радиусу и характеристика начальной овальности. В зависимости от соотношения этих величин получены различные приближенные зависимости времени до сплющивания от уровня начальной овальности. При исследовании ползучести кольца с локальной вмятиной форма срединной линии аппроксимируется кривой, полученной сопряжением трех дуг окружности; получено условие, при котором форма исходного несовершенства оказывает существенное влияние на время сплющивания.

Анализ известных серий испытаний оболочек в условиях установившейся ползучести под действием внешнего гидростатического давления показал, что разработанный метод приводит к значениям времен сплющивания, которые хорошо согласуются с полученными экспериментальными данными.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проекты №№ 11-08-00007 и 11-08-90401).

Перечень ссылок

1. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. М.-Л. Гостехиздат. 1946. 532 с.

2. Алиев Р.Л., Локощенко А.М., Шестериков С.А. Большие прогибы нелинейно-упругого кольца под внешним давлением. Вестник Моск. ун-та. Мат., мех. 1969. №3. С. 97-102.

3. Локощенко А.М. Вязко-упругое идеальнопластическое кольцо под внешним давлением. Вестник Моск. ун-та. Матем., мех. 1969. № 6. С. 117-123.

4. Локощенко А.М., Шестериков С.А. Упруго-идеально-пластическое кольцо под внешним давлением. «Инж. ж. МТТ». 1970. № 3. С. 125-126.

5. Локощенко А.М. Определение времени сплющивания цилиндрической оболочки в нестационарных условиях. В сб. «Деформирование и разрушение твердых тел». Научн. тр. Ин-та мех. МГУ. № 23. М. 1973. С. 21-25.

6. Локощенко А.М. Поведение цилиндрической оболочки под внешним равнораспределенным давлением. В сб. «Научн. труды. Ин-т механики МГУ». М. 1975. № 37. С. 15-24.

7. Афанасьева А.В., Локощенко А.М. Поведение упруго-пластического кольца под действием внешнего равнораспределенного давления. В сб.: «Деформирование и разрушение твердых тел». Инт механики МГУ. 1985. С. 139-148.

8. Локощенко А.М., Шестериков С.А. Сплющивание цилиндрических оболочек при ползучести // Механика твердого тела. 1985. № 3. С. 113-118.

9. Локощенко А.М. Шестериков С.А. Сплющивание цилиндрических оболочек под внешним равнораспределенным давлением в условиях ползучести // Механика твердого тела. 1992. № 5. С. 144-149.

10. Локощенко А.М., Юмашева М.А. Деформирование цилиндрической оболочки под внешним давлением в условиях ползучести // Механика твердого тела. 2000. № 6. С. 129-133.

Поступила в редакцию 23.06.2011

А.М. Локощенко. Сплющування довгої циліндричної оболочки під дією зовнішнього порівнурозподіленого тиску

Проаналізовано різні підходи при дослідженні циліндричних оболонок під дією зовнішнього порівнурозподіленого тиску. Розглянуто оболонки, виготовлені з склероном них або реономних матеріалів, при малих і великих переміщеннях, при різних видах початкових недосконалостей і т.д. Основна увага приділяється аналізу поведінки оболонок при значних переміщеннях. Вивчено сплющування оболонок, що знаходяться в умовах сталої чи несталої повзучості, за участю степенної та дрібно-степеневої моделей. Аналіз результатів відомих випробувань оболонок показав добру відповідність експериментальних та теоретичних значень часів сплющення.

Ключові слова: циліндричні оболонки, деформування, сплющування, повзучість, зовнішнє порівнурозподілений тиск.

A.M. Lokoshchenko. Flattening of long cylindrical shell under external even pressure

The various methods are analysed at study of behaviour of cylindrical shells under external even pressure. The shells are considered, which are manufactured from scleronomical or rheological materials, at small and large movings, at the various kinds of initial imperfections etc. The basic attention is allotted to analysis of deforming of shells at large movings. The shell flattening is studied, which are deformed at unstable or stable creep, investigation is conducted at using of various models. The analysis of results of known shell tests at creep demonstrated the good correspondence of experimental and theoretical values of flattening times.

Key words: cylindrical shells, deforming, flattening, creep, external even pressure.

Вісник двигунобудування № 2(25)/2011 науково-технічний журнал

Í. о. головного редактора Заст. гол. редактора д-р техн. наук О. Я. Качан д-р техн. наук А. I. Долматов

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничому відділу АТ «Мотор Січ» Комп'ютерна верстка та переддрукарська підготовка М., Коректори О.

М.Д. Хош О.Є. Носік Я.В. Обухович

Передрукування матеріалів тільки з дозволу редакції При використанні матеріалів посилання на журнал є обов'язковим Матеріали публікуються мовою оригіналу Рукописи, фотокартки та носії інформації не повертаються

Здано до друку 19.08.2011 р. Папір Хегох 80 г/м², видавнича система DocuTech-135, зам. 3450, накл. 300. Надруковано видавничим комплексом АТ «Мотор Січ» Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11